

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко

«_____» _____ 2017 г.

МАГИСТЕРСКАЯ ДИССЕРТАЦИЯ

Разработка имитационного компьютерного тренажера для отработки
оперативных задач управления энергоблока КТ 135/150-130 Назаровской ГРЭС

13.04.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

13.04.01.02 – Энергоэффективные технологии производства тепловой
и электрической энергии

Научный руководитель _____ заведующий кафедрой ТЭС, Е.А. Бойко
д.т.н., профессор

Выпускник _____ Д.В. Сургутский

Рецензент _____ заместитель главного А.А. Золотов
инженера по эксплуатации
Красноярского филиала
ООО «Сибирская
генерирующая компания»

Нормоконтролер _____ П.В. Шишмарев

Красноярск 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
1 Тренажеростроение в современной электроэнергетике.....	7
1.1 Нормативные документы, регламентирующие требования к техническим средствам обучения персонала электроэнергетики	7
1.2 Анализ причин техногенной аварийности в РФ	7
1.3 Анализ существующих в РФ тренажерных систем обучения персонала электрических станций.....	9
2 Расчет математической модели энергоблока	12
2.1 Расчет динамических характеристик энергоблока.....	13
2.2 Основные допущения	15
2.3 Математические элементы имитационной модели котла	15
2.1 Моделирование работы тягодутьевых механизмов котельного агрегата ПК-38	17
2.2 Моделирование аэродинамики системы пылеприготовления	20
2.3 Тепловой расчет системы пылеприготовления	24
2.4 Модель оценки расхода топлива на котел.....	26
2.5 Аэродинамическая модель воздушного тракта котла.....	27
2.6 Модель гидравлического тракта котельного агрегата	29
2.7 Особенности расчета конвективного теплообмена в имитационной модели котла	31
2.8 Расчет теплообмена в топке котла (расчет радиационных поверхностей)	33
2.9 Определение свойств теплоносителей в модели котла.....	39
2.10 Расчет технико-экономических показателей работы котла	40

2.11	Алгоритм имитационной модели турбины	43
2.12	Математическое моделирование типовых элементов тепловой схемы	43
2.13	Алгоритм и структура расчета принципиальной тепловой схемы ...	54
2.14	Моделирование работы КН, эжекторов, СП и ЭП	61
2.15	Моделирование работы группы ПНД.....	65
2.16	Моделирование работы группы ПВД и деаэрационной установки .	68
2.17	Моделирование работы системы подвода и отвода пара с уплотнений	72
2.18	Моделирование работы отсеков турбины, СК, КН и ОБ.....	76
2.19	Моделирование работы маслосистемы	78
2.20	Определение теплофизических свойств теплоносителей в модели паротурбинной установки	80
2.21	Расчет технико-экономических показателей работы турбины	83
3	Разработка имитационного компьютерного тренажера энергоблока средствами программирования	85
3.1	Примеры работы имитационного компьютерного тренажера	85
	Заключение	88
	Список использованных источников.....	90

ВВЕДЕНИЕ

Жизнеобеспечение человеческого сообщества в наше время в значительной степени зависит от поставок в места человеческого обитания топлива и электроэнергии. И если учесть факт взаимозависимости этих поставок, то массовые обесточивания по своим последствиям могут быть привязаны к природным катаклизмам, угрожающим национальным экономикам и существованию миллионов людей.

Таким образом, фактор надежности электроэнергетики, то есть независимых субъектов рынка электроэнергии и мощности, приобретает приоритетное значение, особенно в современных российских условиях искусственного разделения на части единого технологического и единого временного процесса генерации, передачи и потребления электрической энергии.

Угрозы штатному функционированию энергообъекта, рассматриваемого, как распределенная эргатическая система, могут исходить от следующих дестабилизирующих факторов:

Техногенных (искусственных) дестабилизирующих факторов, а именно: отказы арматуры, отказы механизмов, разрывы трубопроводов, резервуаров воды, мазута, газопроводов, взрывы или пожары на технологическом оборудовании и т.д. и т.п.;

Природных (естественных) дестабилизирующих факторов, а именно: изменение воздействий внешней среды (качества топлива, температуры: наружного воздуха, охлаждающей воды, качество исходной воды и т.п.), природных катаклизмов (гололед, ураган, наводнение, пожар, землетрясение, и т.п.);

Антропогенных дестабилизирующих факторов (т.н. человеческий фактор), а именно: непрофессиональных действий специалистов по проектированию, изготовлению, монтажу, обслуживанию и ремонту

технологического оборудования, АСУТП, тренажерных систем; террористических дестабилизирующих факторов [1].

По словам Президента РФ Путина В.В.: «Ежегодно на ликвидацию последствий различного рода аварий и катастроф расходуется в России от 1,5 до 3% ВВП, а мировой ежегодный ущерб составляет около 150 млрд. долл. Доля техногенных катастроф в сумме чрезвычайных ситуаций в РФ уже превышает 70%. Причем для предотвращения угроз аварий и катастроф необходимо рассматривать не только технологический и управленческий аспекты, но и человеческий фактор. Жизнь показывает, что большинство аварий происходит по вине человека» [2].

По данным Ростехнадзора [3] причины аварии на опасных производственных объектах (далее – ОПО) (процент от общего количества аварий) следующие:

- несовершенство технологий – 13%;
- низкий уровень знаний – 11%;
- умышленное отключение защиты – 2%;
- нарушение производственной дисциплины – 15%;
- неэффективность производственного контроля – 13%;
- неправильная организация работ – 13%;
- нарушение технологий – 17%;
- неудовлетворительное состояние оборудования, зданий и сооружений – 16%.

Таким образом, аварийность на опасных производственных объектах (в том числе на электростанциях и сетевых предприятиях) в более чем 70% случаев определяется так называемым «человеческим фактором».

Указанное состояние аварийности обусловлено ростом сложности управления и напряженности работы персонала, значительным объемам физически и морально устаревшего оборудования, поступлением топлива, пониженного или сильно меняющегося качеств, недостаточной

квалификацией персонала и нарушением правил производства оперативных переключений [1].

Наряду с уже существующими и ставшими привычными проверками знаний правил технической эксплуатации, правил устройства электроустановок, правил техники безопасности, и правил противопожарной безопасности, возможным решением снижения аварийности по причине «человеческого фактора» представляется обучение оперативного персонала станций, на имитационных компьютерных тренажерах для отработки оперативных задач управления основным и вспомогательным оборудованием, с целью развития у эксплуатационного персонала навыков планирования изменения штатных режимов и умений (быстрой реакции) в нестандартных ситуациях при отказах оборудования.

Целью, а также предполагаемой научной новизной данной работы является разработка имитационного компьютерного тренажера, с упрощенной математической моделью, позволяющей в полной мере отрабатывать необходимые оперативные задачи управления энергоблоком.

Объектом исследования выступает энергоблок КТ 135/150-130 Назаровской ГРЭС.

Предметом исследования являются процессы, происходящие при эксплуатации энергоблока станции, оказывающие существенное влияние на ее экономику и принимаемые в процессе эксплуатации технические решения.

1 Тренажеростроение в современной электроэнергетике

Эффективность и надежность работы энергетического оборудования во многом определяется уровнем эксплуатации технологических устройств. Одним из рациональных способов подготовки, тренинга, проверки качества знаний и навыков у оперативного персонала станции является использование программно-методических комплексов, имитирующих состав и режим работы основного и вспомогательного оборудования.

1.1 Нормативные документы, регламентирующие требования к техническим средствам обучения персонала электроэнергетики

Одним из первых нормативных документов электроэнергетики СССР, регламентирующих требования к техническим средствам обучения (ТСО) стали «Указания по построению комплекса обучающих и тренажерных систем для подготовки эксплуатационного персонала энергоблоков ТЭС, АЭС, предприятий электросетей, энергосистем и объединений» [13] (далее – Указания) утвержденные заместителем министра энергетики СССР.

В «Указаниях» был обобщен опыт создания центров тренажерной подготовки, пунктов, тренажеров, обучающих вычислительных систем и учебных материалов накопленный в Минэнерго СССР в период с 1972 по 1986 гг. [14-18].

Следующим этапом в развитии нормативной базы российского (советского) тренажеростроения стала разработка «Основных технических требований к комплексным тренажерам для подготовки эксплуатационного персонала энергоблоков тепловых электростанций» [18], утвержденных Минэнерго СССР 21.05.1988г.

1.2 Анализ причин техногенной аварийности в РФ

Фактор надежности электроэнергетики, то есть независимых субъектов рынка электроэнергии и мощности, приобретает приоритетное значение,

особенно в современных российских условиях искусственного разделения на части единого технологического и единого временного процесса генерации, передачи и потребления электрической энергии.

Угрозы штатному функционированию энергообъекта, рассматриваемого, как распределенная эргатическая система, могут исходить от следующих дестабилизирующих факторов:

Техногенных (искусственных) дестабилизирующих факторов, а именно: отказы арматуры, отказы механизмов, разрывы трубопроводов, резервуаров воды, мазута, газопроводов, взрывы или пожары

на технологическом оборудовании и т.д. и т.п.;

Природных (естественных) дестабилизирующих факторов, а именно: изменение воздействий внешней среды (качества топлива, температуры: наружного воздуха, охлаждающей воды, качество исходной воды и т.п.), природных катаклизмов (гололед, ураган, наводнение, пожар, землетрясение, и т.п.);

Антропогенных дестабилизирующих факторов (т.н. человеческий фактор), а именно: непрофессиональных действий специалистов по проектированию, изготовлению, монтажу, обслуживанию и ремонту технологического оборудования, АСУТП, тренажерных систем; террористических дестабилизирующих факторов [1].

По словам Президента РФ Путина В.В.: «Ежегодно на ликвидацию последствий различного рода аварий и катастроф расходуется в России от 1,5 до 3% ВВП, а мировой ежегодный ущерб составляет около 150 млрд. долл. Доля техногенных катастроф в сумме чрезвычайных ситуаций в РФ

уже превышает 70%. Причем для предотвращения угроз аварий и катастроф необходимо рассматривать не только технологический и управленческий аспекты, но и человеческий фактор. Жизнь показывает, что большинство аварий происходит по вине человека» [2].

По данным Ростехнадзора [3] причины аварии на опасных производственных объектах (далее – ОПО) (процент от общего количества аварий) следующие:

- несовершенство технологий – 13%;
- низкий уровень знаний – 11%;
- умышленное отключение защиты – 2%;
- нарушение производственной дисциплины – 15%;
- неэффективность производственного контроля – 13%;
- неправильная организация работ – 13%;
- нарушение технологий – 17%;
- неудовлетворительное состояние оборудования, зданий и сооружений – 16%.

Таким образом, аварийность на опасных производственных объектах (в том числе на электростанциях и сетевых предприятиях) в более чем 70% случаев определяется так называемым «человеческим фактором».

Указанное состояние аварийности обусловлено ростом сложности управления и напряженности работы персонала, значительным объемам физически и морально устаревшего оборудования, поступлением топлива, пониженного или сильно меняющегося качеств, недостаточной квалификацией персонала и нарушением правил производства оперативных переключений [1].

1.3 Анализ существующих в РФ тренажерных систем обучения персонала электрических станций

Тренажерные технологии возникли и получили наибольшее развитие там, где ошибки при обучении на реальных объектах могут привести к чрезвычайным последствиям, а их устранение – к большим финансовым затратам: в военном деле, медицине, ликвидации последствий стихийных бедствий, в атомной энергетике, авиации и космосе.

В общем случае тренажер представляет собой программно-аппаратный комплекс, имеющий структуру, представленную на рисунке 1.

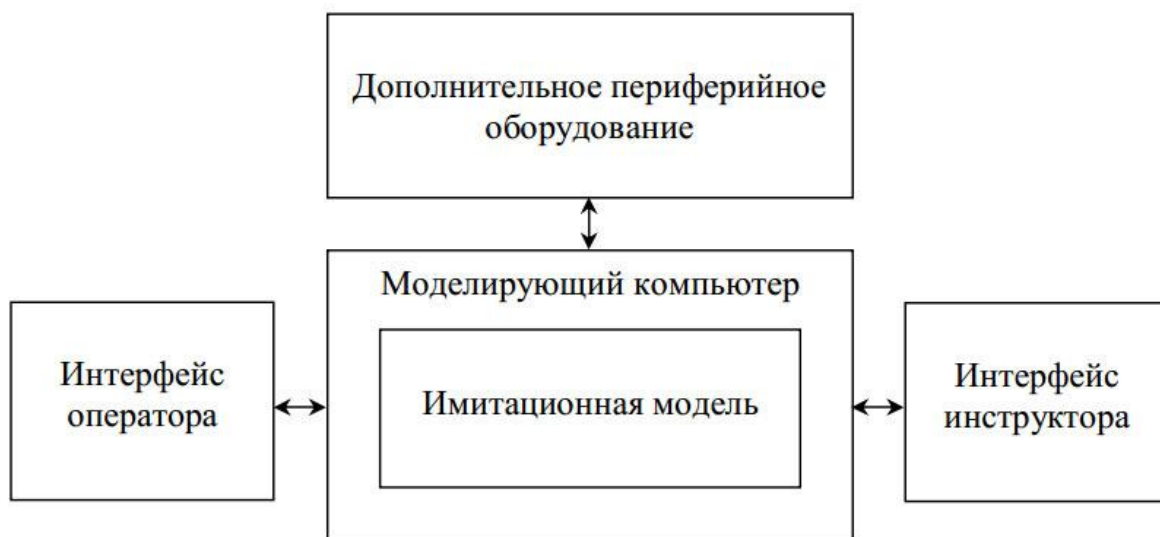


Рисунок 1 – Структура тренажера

Полномасштабный (щитовой) тренажер - это комплексный тренажер, в котором с высокой степенью подобия воспроизводятся реальные рабочие места группы тренируемых специалистов.

Комплексный тренажер - это тренажер, предназначенный для совместной подготовки группы специалистов в полном объеме алгоритмов их деятельности или одного специалиста, деятельность которого осуществляется по нескольким специальностям.

Комплексные тренажеры представляют собой полномасштабную имитацию реальных щитов управления всего энергообъекта, позволяющую реализовать полученные на предыдущих уровнях знания, навыки и умения, осуществлять процесс обучения, используя практически любое необходимое количество параметров при адекватной имитации поведения энергоустановки в режиме реального, ускоренного и замедленного времени.

Тренажер с динамическими компьютерными мнемосхемами - это тренажер, в составе которого как модель объекта управления, так и рабочие места обучаемых и инструктора реализуются на базе компьютерных средств.

Комплексные тренажеры с динамическими компьютерными мнемосхемами имитируют с помощью компьютера энергоустановку целиком, оснащены персональными ЭВМ с адекватными математическими моделями энергоустановки и позволяют реализовать полученные на предыдущих уровнях знания, навыки и умения в условиях реального и масштабного времени и компьютерной имитации реального оборудования энергообъекта-прототипа как индивидуально, так и в составе оперативной смены.

Основными крупными разработчиками тренажерных систем являются следующие компании: ЗАО «Тренажеры электрических станций и сетей» («ТЭСТ»), ООО «Тренажеры для электростанций» и Экспериментальный научно-исследовательский и методический центр «Моделирующие системы» (ЭНИМЦ МС).

2 Расчет математической модели энергоблока

Основным назначением использования, разрабатываемого компьютерного имитационного тренажера оборудования энергетического блока является приобретение и развитие дидактических и инженерно-психологических навыков операторских специальностей. Решение поставленной задачи возможно на основе развития когнитивной, регуляторной и коммуникативных функций эксплуатационного персонала, что, в свою очередь, достигается путем конструирования процесса обучения и проверки базы знаний с использованием компьютерного тренажера, а также правильного набора и сочетания проблемных задач. При этом тренажер должен обеспечивать совместную или индивидуальную подготовку операторов энергетического оборудования в полном объеме их функциональных обязанностей и содержать всережимную функционирующую в реальном времени модель автоматизированного технологического комплекса, а также средства контроля и управления процессом тренировки. Задача, решаемая с помощью компьютерного тренажера, должна порождать ситуацию выбора, характеризующуюся определенным составом действий при работе, как на нормальном режиме, так и режиме с нарушением работы оборудования. К числу таких задач относятся: пуск из холодного и горячего состояния, останов, изменение нагрузки, переключение устройств, неисправность механизмов, нарушения режима эксплуатации, аварийное срабатывание защиты и т.д.

В основу компьютерного тренажера положен энергоблок КТ-135/150-130 работающий с двумя котлами ПК-38 и паровой турбиной КТ-135/150-130.

Функциональная структура математической модели энергоблока КТ 135/150-130 Назаровской ГРЭС охватывает следующее технологическое оборудование: Котел А (пароводяной тракт, газовоздушный тракт, пылесистема котла, температура подшипников вращающихся механизмов,

техничко-экономическис покателс работс котла; Котел Б (пароводяной тракт, газовоздушный тракт, пылесистема котла, температура подшипников вращающихся механизмов, технико-экономическис покателс работс котла); Паровая турбина (тепловая схема, схема питательной, схема основного конденсата, схема подачи пара на уплотнения, схема маслоснабжения турбины, схема уплотнений генератора; технико-экономическис покателс работс турбоустановки).

2.1 Расчет динамических характеристик энергоблока

Целью расчета динамических характеристик основного и вспомогательного оборудования энергоблока при различных возмущающих воздействиях является оценка свойств блока как имитационного объекта [4].

При разработке имитационной модели энергоблока КТ 135/150-130 Назаровской ГРЭС решались следующие задачи:

Обеспечение качественного регулирования реакций объекта на действия оператора, то есть при включении или отключении вспомогательных механизмов, изменении положения задвижек и регулирующих органов, изменении входных параметров рабочих сред блока, должны адекватно изменяться контролируемые характеристики;

Обеспечение статической точности модели и правильных диапазонов управления и регулирования контролируемых параметров, т.е. параметры имитационной модели и реального объекта должны иметь близкие значения;

Достижение динамической точности имитационной модели в режиме реального времени, обеспечиваемое примерным совпадением постоянных времени инерционных процессов. При изменении скорости режима моделирования все постоянные времени процессов в модели должны изменяться соответственно;

Достижение быстродействия модели, обеспечивающее необходимый временной шаг расчета, что требует исключения итерационных подходов при моделировании расчетной схемы.

Разработка расчетной схемы прямоточного котла производится на основании той разбивки на конструктивные участки (экономайзер, топочные экраны, пароперегреватель, узлы впрысков и т.д.), которая произведена при проектировании котла [5]. Котел представляется состоящим из конечного числа взаимосвязанных участков, каждый из которых рассматривается как звено с сосредоточенными параметрами. При этом принимается во внимание расположение поверхностей нагрева котла в водопаровом и газо–воздушном трактах.

Для каждого расчетного участка составляются уравнения теплового и материального балансов в виде системы линейных алгебраических уравнений для расходов рабочей среды. Величина аккумуляции материальной и тепловой энергии в расчетных участках определяется по физическим свойствам рабочих сред на входе и на выходе из рассматриваемого участка.

Для основных поверхностей нагрева расчетной схемы газо-воздушного тракта составляются уравнения теплового баланса по продуктам сгорания топлива и уравнение теплопередачи от продуктов сгорания топлива к рабочей среде.

Исходной информацией для имитационных расчетов служат конструктивные данные, тепловые и гидравлические проектные расчеты.

Внешними возмущениями, не зависящими от внутренних координат системы, приняты следующие параметры: расход питательной воды; расход топлива; расход общего воздуха; расход конденсата на каждый из впрысков; изменение температуры питательной воды.

Для однофазных участков (трактов) котла выходными координатами являются давление, температура и расход рабочей среды. Изменения выходных координат при решении системы уравнений являются динамическими характеристиками при заданных возмущениях.

2.2 Основные допущения

При составлении уравнений используется метод линеаризации, т.е. рассматриваются малые отклонения от исходного стационарного режима.

Участки, на которые делится водопаровой тракт котла, принимаются неизменными в геометрическом отношении.

По характеру теплообмена участки котла разделяются на радиационные и конвективные. Для поверхностей нагрева испарительного контура принято, что тепловой поток, воспринимаемый этим контуром, зависит от температуры рабочей среды, проходящей по этому контуру.

Материальная и тепловая аккумуляция в газо-воздушном тракте не учитывается.

Коэффициенты теплоотдачи от продуктов сгорания к стенкам труб и от стенок труб к рабочей среде приняты пропорциональными изменению скоростей соответствующих сред.

Топка котла рассматривается как один участок. Изменение тепловыделения по высоте топки в расчет не принимаются. Процессы горения топлива не моделируются.

Принято, что коэффициенты теплоотдачи и теплопередачи меняются квазистационарно.

Температура пара на выходе из рекуперативных теплообменников принимается равной температуре насыщения по давлению греющего пара. Температура нагреваемой среды на выходе из таких теплообменников принимается меньше температуры насыщения по давлению греющего пара на величину недогрева.

2.3 Математические элементы имитационной модели котла

Функциональная схема имитационного тренажера энергоблока включает в себя описание исходных данных, рассматриваемой

функциональной группы оборудования (ФГО) и алгоритмы моделирования (рисунок 2) [6].

В состав исходных данных входят:

Описание взаимосвязей параметров ФГО, представленное в виде математической модели;

Характеристики параметров объекта (название, номинальные и предельные значения, тип элемента, индикация и возможность использования в качестве управляющего воздействия);

Описание автоматических устройств.

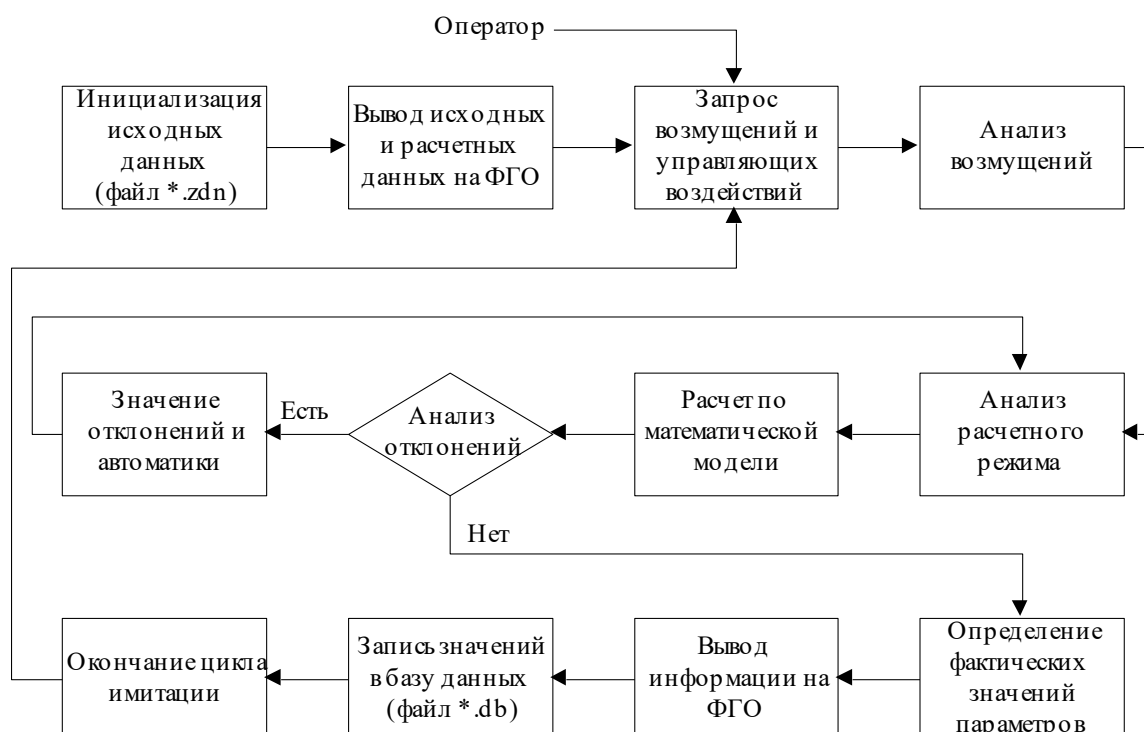


Рисунок 2 – Функциональная схема имитационной модели энергоблока

Работа имитационного тренажера начинается с ввода исходных данных. В интерактивном режиме осуществляется ввод возмущений, либо воздействий, после чего имитатор проводит анализ внесенных возмущений и на основании установленного состояния элементов выполняется расчет по математической модели согласно текущему состоянию ФГО. Система уравнений материальных и тепловых балансов решается соответствующими

численными методами. Найденные отклонения параметров затем анализируются, определяются требуемые воздействия автоматических устройств, после чего вновь осуществляется решение. По окончании работы автоматических устройств определяются фактические значения режимных параметров и осуществляется вывод информации с одновременной записью их в базу данных.

Структура собственно математической модели, положенной в основу имитационного тренажера парового котла ПК-38 представлена на рисунке 2. Характер модели определяется структурой режимных и аварийных задач, выполняющих когнитивную и практическую функции обучения персонала. Отметим следующие особенности математической модели:

Оперирование общими закономерностями взаимодействия потоков (энергетических, материальных и информационных), элементов и групп оборудования;

Описание котлоагрегата, как совокупности функциональных групп оборудования, которые могут рассматриваться, как изолировано, так и во взаимосвязи;

Одновременное отражение в структуре задачи характеристик оборудования и сложившейся оперативной ситуации;

Соответствие модели способам обработки информации, которые эксплуатационный персонал реально использует в своей деятельности.

2.1 Моделирование работы тягодутьевых механизмов котельного агрегата ПК-38

К тягодутьевым механизмам котельного агрегата ПК-38 относятся дымососы (ДС, марка Д-21,5х2) и дутьевые вентиляторы (ДВ, марка ВДН-24).

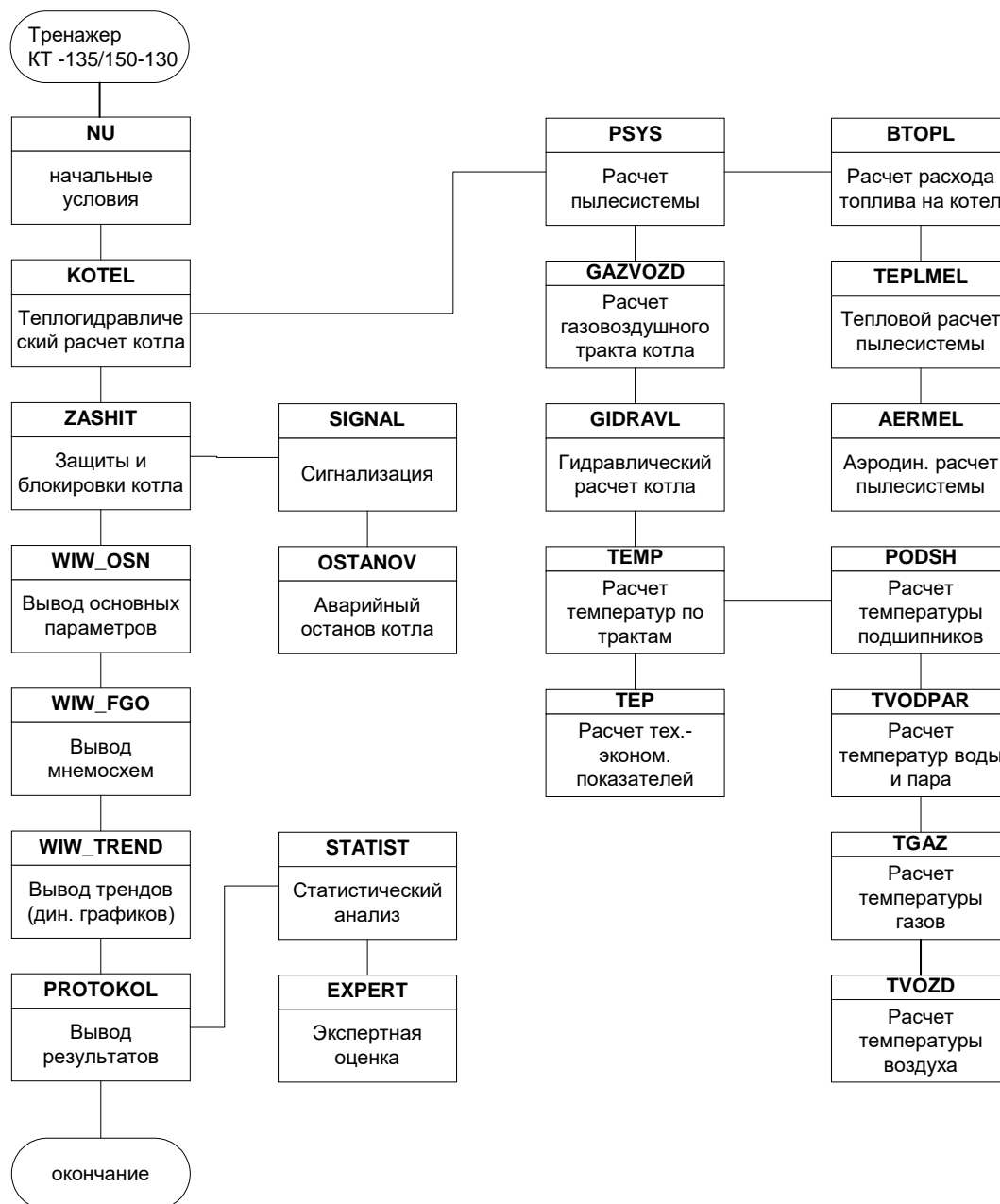


Рисунок 3 – Структура математической модели имитатора парового котла

На основе статистического анализа рабочих характеристик тягодутьевых механизмов (в виде семейства графических зависимостей напора от расхода газов при различных положениях регулирующих органов – направляющих аппаратов) в качестве аппроксимирующей функции принята следующая линейная рабочая характеристика [7]:

$$P = \frac{aV}{UP} + b, \quad (1)$$

где P - расчетный напор; V - объемный расход газов; UP - положение регулирующего органа; a и b - коэффициенты аппроксимации рабочей характеристики (для двух скоростных механизмов, например, для дутьевых вентиляторов ДВ, соответственно, значения коэффициентов a и b определяются для каждой скорости механизма).

С другой стороны, величина объемного расхода выражается через следующее соотношение:

$$V = k\sqrt{P}, \quad (2)$$

где k - приведенный коэффициент расхода.

При совместном решении уравнений (1) и (2) получаем:

$$P - \frac{ak}{UP}\sqrt{P} - b = 0 \quad (3)$$

Если обозначить через $A = -\frac{ak}{UP}$, а $B = b$, то значение напора можно представить в виде следующего соотношения:

$$P = \left(\frac{A}{2} - \sqrt{\frac{A^2}{4} - B} \right)^2 \quad (4)$$

Рассмотрим пример использования данного подхода для варианта двух параллельно работающих на котле тягодутьевых машин (рисунок 4):

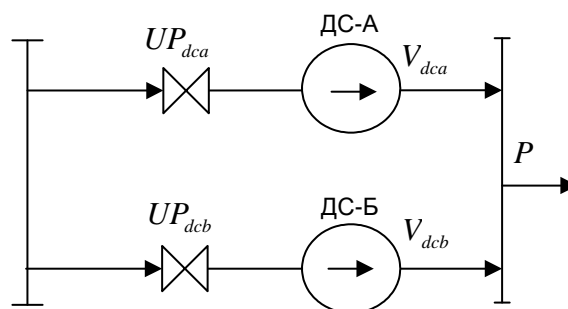


Рисунок 4 – Расчетная схема тягодутьевых механизмов котлоагрегата

Решение системы линейных алгебраических уравнений (5) описывается тем же уравнением (4), но коэффициенты a и b определяются по формулам (6) и (7).

$$\begin{cases} P = \frac{a_{dca} V_{dca}}{UP_{dca}} + b_{dca} \\ P = \frac{a_{dcb} V_{dcb}}{UP_{dcb}} + b_{dcb} \\ V = k\sqrt{P} \\ V = V_{dca} + V_{dcb} \end{cases} \quad (5)$$

$$A = \frac{a_{dca} a_{dcb} k}{UP_{dca} UP_{dcb} \left(\frac{a_{dca}}{UP_{dca}} + \frac{a_{dcb}}{UP_{dcb}} \right)}, \quad (6)$$

$$B = -\frac{a_{dca} (b_{dcb} - b_{dca})}{UP_{dca} \left(\frac{a_{dca}}{UP_{dca}} + \frac{a_{dcb}}{UP_{dcb}} \right)} - b_{dcb} \quad (7)$$

По известной величине напора тягодутьевых машин P , можно определить остальные значения переменных:

$$V = k\sqrt{P}, \quad (8)$$

$$V_{dca} = \frac{UP_{dca} (P - b_{dca})}{a_{dca}}, \quad (9)$$

$$V_{dcb} = V - V_{dca} \quad (10)$$

По найденным значениям напора и расхода газов определяются мощность и потребляемый ток привода электродвигателя тягодутьевой машины:

$$\begin{aligned} I_{dca} &= 0.00011V_{dca} + 30, \\ I_{dcb} &= 0.00011(V - V_{dca}) + 30 \end{aligned} \quad (11)$$

Таким образом, для расчета параметров тягодутьевых механизмов по выражению (4) необходимо знать положение регулирующих органов (UP) и коэффициент аэродинамического сопротивления нагрузки, определяемый на основе данных аэродинамического расчета тракта на номинальной нагрузке, данных режимных карт и тепловых испытаний котлоагрегата.

2.2 Моделирование аэродинамики системы пылеприготовления

Котельный агрегат ПК-38 Назаровской ГРЭС оборудован четырьмя индивидуальными системами пылеприготовления оснащенных молотковыми

мельницами (М, марка ШМА-1500/1910/735) с шахтными гравитационными сепараторами. Сушка топлива осуществляется горячим воздухом, подаваемый с выхода воздухоподогревателя второй ступени P_6 . Регулирование температуры газов перед мельницей выполняется путем присадки холодного воздуха. Расчетная схема аэродинамического тракта пылесистемы приведена на рисунке 5.

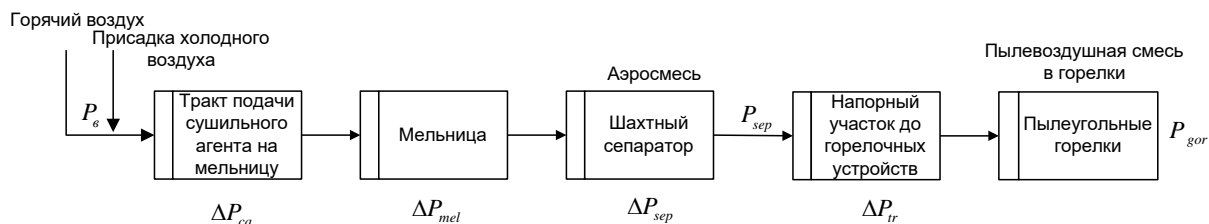


Рисунок 5 – Расчетная схема аэродинамики системы пылеприготовления

Падение давления в газовых коробах тракта сушильного агента до мельницы составляет величину ΔP_{ca} . Объем пылегазовой смеси после мельницы увеличивается также на величину испаренной влаги из топлива. Рабочая среда содержит в мельнице угольную пыль с концентрацией μ_{ce} (с учетом работы сепарационного устройства, расположенного над мельницей), влияние которой на аэродинамику пылесистемы учитывается коэффициентом $k_{\mu mel}$ в соответствии с нормативными методиками расчета запыленных потоков. Падение давления в мельнице составляет ΔP_{mel} .

После мельничного устройства на участке до горелочных амбразур влияние наличия угольной пыли в аэросмеси на падение давления на участке шахтного сепаратора ΔP_{sep} учитывается коэффициентом $k_{\mu sep}$.

Напор сушильного агента за сепаратором P_{sep} , необходимый для преодоления сопротивления оставшегося аэродинамического тракта системы пылеприготовления. Последний участок – участок подачи аэросмеси в горелочные амбразуры котла, находящиеся под давлением P_{gor} ,

характеризуется падением давления ΔP_{tr} и коэффициентом влияния угольной пыли $k_{\mu tr}$.

Методика расчета аэродинамики пылесистемы, несколько отличается от приведенной выше методики моделирования аэродинамики тягодутьевых механизмов.

При составлении уравнений аэродинамики пылесистемы используется известное уравнение для нахождения величины потери давления:

$$\Delta P = \xi \frac{V^2}{\rho}, \quad (12)$$

где ΔP - падение давления; ξ - коэффициент аэродинамического сопротивления сушильного агента, приведенный к объемному расходу; V - объемный расход сушильного агента; ρ - плотность транспортирующего сушильного агента.

Для вывода расчетных зависимостей введем величину V_0 - объемный расход сушильного агента (горячего воздуха) при начальных условиях. Тогда:

$$V = V_0 k_t, \quad (13)$$

где $k_t = \frac{273}{t + 273}$ - поправочный температурный коэффициент.

Обозначим через переменную K соотношение $\frac{\xi}{\rho k_t^2}$. Тогда из уравнения

(12) получим следующее соотношение:

$$\Delta P = K V_0^2 \quad (14)$$

Система линейных алгебраических уравнений, описывающих аэродинамику пылесистемы с молотковыми мельницами и шахтным сепаратором, выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} P_{\epsilon} - \Delta P_{ca} - \Delta P_{mel} - \Delta P_{sep} - \Delta P_{tr} + P_{gor} = 0 \\ P_{\epsilon} = \frac{a_{\epsilon} V_{0ac}}{UP_{\epsilon}} + b_{\epsilon} \\ \Delta P_{mel} = k_{mel} V_{0ac}^2 k_{\mu mel} \\ \Delta P_{I_{wwsm}} = k_{wwsm} V_{0ac}^2 k_{\mu wwsm} \\ \Delta P_{sbr} = k_{sbr} V_{0ac}^2 k_{\mu sbr} \\ \Delta P_{ca} = k_{ca} (V_{0ac} - \Delta V_{0ac})^2 \end{cases} \quad (15)$$

где a_{ϵ} , b_{ϵ} - соответственно коэффициенты аппроксимации рабочей характеристики дутьевого вентилятора (ДВ); UP_{ϵ} - положение регулирующего органа (направляющего аппарата) ДВ; V_{0ac} - объемный расход аэросмеси, приведенный по температуре к нулевым условиям; ΔV_{0ac} - величина небаланса расходов аэросмеси и сушильного агента (в модели принимается равным объемному расходу испаренной влаги из топлива).

Решая полученную систему уравнений (15) относительно переменной V_{0ac} получим неприведенное квадратное уравнение, решение которого сводится к следующей зависимости:

$$V_{0ac} = \frac{-b - \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (16)$$

где a , b , c - расчетные коэффициенты, определяемые следующим образом:

$$a = k_{mel} k_{\mu mel} - k_{sep} k_{\mu sep} - k_{tr} k_{\mu tr} - k_{ca},$$

$$b = \frac{a_{\epsilon}}{UP_{\epsilon}} + 2\Delta V_{0ca},$$

$$c = b_{\epsilon} - k_{ca} \Delta V_{0ca}^2 + P_{\epsilon} - P_{gor}.$$

Токовая нагрузка дутьевых вентиляторов с учетом возможной их параллельной работы определяется по регрессионному уравнению:

$$I_{dva} = 0.00014 V_{0ac} + 10 \quad (17)$$

$$I_{dvb} = 0.00014 (V_{0ac} - V_{dva}) + 10$$

Для аэродинамического расчета пылесистемы, необходимые коэффициенты сопротивления получены по результатам планирования статистического эксперимента на номинальной нагрузке режимных карт

и тепловых испытаний. Температура рабочих сред по тракту определяется из теплового расчета системы пылеприготовления. Поправки на концентрацию угольной пыли по участкам пылесистемы определяются из ее материального баланса.

2.3 Тепловой расчет системы пылеприготовления

В основу теплового расчета системы пылеприготовления положен Нормативный метод расчета пылесистем [8] с некоторыми допущениями. Расчетная схема системы пылеприготовления представлена на рисунке 6.

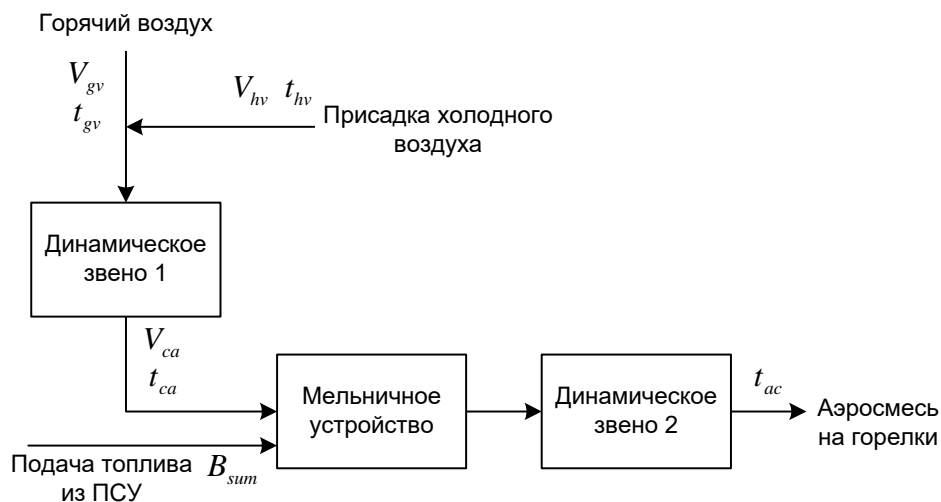


Рисунок 6 – Принципиальная схема теплового расчета пылесистемы

Отличительной особенностью математической модели пылесистемы котла ПК-38 Назаровской ГРЭС является то, что используются два динамических звена для реалистичного описания инерционности изменения температуры сушильного агента t_{ca} до мельницы и температуры аэросмеси t_{ac} после мельницы. Аналогичные звенья включены в параметры моделирования всех инерционных участков котла. Динамическое звено представляет собой апериодическое звено первого порядка (инерционное

звено) и учитывается в математической модели посредством следующего выражения [9]:

$$x_{\tau} = x_{\tau-1} + (x - x_{\tau-1}) \frac{\Delta\tau}{T}, \quad (18)$$

где x_{τ} - значение параметра в расчетный момент; $x_{\tau-1}$ - значение параметра на предыдущем временном расчетном шаге; x - рассчитанное значение параметра в стационарном режиме (по окончании переходного динамического процесса); $\Delta\tau$ - расчетный временной шаг модели; T - постоянная времени динамического элемента, характеризующая степень инерционности параметра.

Тепловой баланс системы пылеприготовления описывается следующей системой линейных алгебраических уравнений приходных и расходных статей [8]:

$$\begin{cases} q_{ca} + q_{prs} + q_{meh} - q_{isp} - q_{il} - q_5 - q_{ac} = 0 \\ t_{ca} = \frac{t_{gv}V_{0gv} + t_{hv}V_{0hv}}{V_{0gv} + V_{0hv}} \\ q_{ca} = c_{gv}t_{ca}(V_{0gv} + V_{0hv}) \\ q_{prs} = c_{gv}t_{prs}V_{0prs} \\ q_{meh} = k_{nt}N_t \\ q_{isp} = \Delta W(595 + 0,47t_{ac})1000B_{sum} \\ q_{il} = \frac{100 - W^p}{100} \left(c_{il} + \frac{W^{pl}}{100 - W^{pl}} \right) t_{ac} 1000B_{sum} \\ q_{ac} = c_{gv}t_{ac}(V_{0gv} + V_{0hv} + V_{0prs}) \end{cases} \quad (19)$$

где q_{ca} - тепло, вносимое в мельницу с сушильным агентом; q_{prs} - тепло, привнесенное присосанным воздухом, для пылесистем с шахтными мельницами может приниматься равным нулю [9]; q_{meh} - тепло, выделяющееся в процессе механического размола топлива; q_{isp} - тепло, затраченное на испарение влаги из угля; q_5 - потери тепла в окружающую среду (принимается в расчетах при номинальном режиме); q_{ac} - тепло уносимое аэрозолью из мельницы; t_{ca} - температура сушильного агента перед мельницей; V_{0gv} , V_{0hv} , V_{0prs} - объемные расходы, соответственно горячего

воздуха, присадки холодных газов, приведенные к нулевой температуре; c_{gv} - объемная теплоемкость горячего воздуха; t_{prs} - температура присосанного воздуха; N_t - мощность, затрачиваемая на размол топлива; k_{nt} - коэффициент преобразования доли мощности в тепло; t_{ac} - температура аэросмеси за мельницей; ΔW - доля влаги испаренной из топлива; B_{sum} - расчетный расход топлива на пылесистему; W^p - влажность топлива на рабочую массу; c_{tl} - теплоемкость топлива; W^{pl} - влажность пыли за мельницей.

Решая систему уравнений (19) относительно температуры аэросмеси за мельницей получим:

$$t_{ac} = \frac{q_{ca} + q_{prs} + q_{meh} - 100B_{sum}595\Delta W - q_5}{470B_{sum}\Delta W + 10B_{sum}(100 - W^p)(c_{tl} + \frac{W^{pl}}{100 - W^{pl}}) + c_{gv}(V_{0gv} + V_{0hv} + V_{0prs})} \quad (20)$$

Работа растопочных мазутных форсунок (А и В) котла описывается в математической модели посредством расчета производительности форсунок (B_{ppit}) и давления воздуха подаваемого на растопочные форсунки (P_{xol}):

$$B_{ppitA} = (0.5PP_A)/8,$$

$$B_{ppitB} = (0.15PP_B)/8,$$

где PP_A , PP_B - состояние форсунок (МФ-1, МФ-2, МФ-3, МФ-4) (вкл./выкл.).

$$P_{xolA} = 0.6P_{\epsilon}HV_a + 0.56P_{\epsilon}B_{ppitA}HV_a,$$

$$P_{xolB} = 0.55P_{\epsilon}HV_b + 0.5P_{\epsilon}B_{ppitB}HV_b,$$

где HV_a , HV_b - состояние шиберов подачи горячего воздуха на растопочные форсунки (ВФА-1, ВФА-2, ВФА-3, ВФА-4).

2.4 Модель оценки расхода топлива на котел

При оценке расхода топлива на котел учитывается загрузка питателей сырого угля (ПСУ) по топливу и вентиляция мельниц [9].

$$B_{sum} = \sum_{i=1}^4 B_{meli}, \quad (21)$$

где $\sum_{i=1}^4 B_{meli}$ - суммарный расход топлива на мельницы.

Расход топлива на i -ю мельницу определяется по следующему выражению:

$$B_{mel} = \frac{G_{mel} + V_{ac}}{1000 + V_{ef}}, \quad (22)$$

где G_{mel} - приведенный расход топлива; $V_{ac} = V_g + V_{hv} + V_{isp}$ - объемный расход аэросмеси; V_{ef} - эффективный конструктивный объем мельницы.

Приведенный расход топлива на мельницу определяется по следующим зависимостям:

$$G_{mel} = \frac{-b - \sqrt{d}}{2a}, \quad (23)$$

где $d = b^2 - 4ac$;

$$a = 50k_{mel}(V_{per} + 1)\sqrt{P_{vzp}},$$

$$b = -\frac{360V_{ef}}{\Delta\tau} - 3400k_{mel}V_{per}\sqrt{P_{vzp}},$$

$$c = \frac{B_{psu}^2 \Delta\tau}{V_{ef}} 1000,$$

где P_{vzp} - давление воздуха за воздухоподогревателем; V_{per} - объем первичного воздуха в аэросмеси (принимается в расчетах равным - $0,3V_{ac}$); k_{mel} - аппроксимирующий коэффициент; $B_{psu} = 3,3UP_{psu} - 6,4$ - расход топлива через питатель сырого угля.

2.5 Аэродинамическая модель воздушного тракта котла

Воздушный тракт котла ПК-38 включает дутьевой вентилятор (ДВ), оснащенный направляющим аппаратом (UP_{dv}) и две последовательно включенные ступени воздухоподогревателя (ВЗП). После ВЗП первой ступени поток вторичного воздуха подается к горелкам котла, регулируемый 8 шиберами верхних и нижних шлиц, а после второй ступени ВЗП поток первичного воздуха подается на сушку и транспортировку угольной пыли в

мельницу. Расчетная схема аэродинамической модели воздушного тракта котла ПК-38 представлена на рисунке 7.

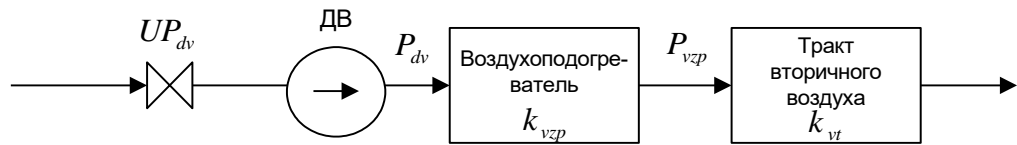


Рисунок 7 – Расчетная схема воздушного тракта котла ПК-38

При расчете аэродинамики воздушного тракта используется тот же подход, что и при моделировании тягодутьевых механизмов [10]. Система уравнений, описывающая аэродинамику воздушного тракта, выглядит следующим образом:

$$\begin{cases} P_{dv} = \frac{a_{dv}}{UP_{dv}} + b_{dv} \\ V_{dv} = k_{vzp} \sqrt{P_{dv} - P_{vzp}} \\ V_{vt} = k_{vt} \sqrt{P_{vzp}} \end{cases} \quad (24)$$

Нагрузка дутьевого вентилятора (ДВ) представляет собой сопротивление воздухоподогревателя (ВЗП) с коэффициентом расхода k_{vzp} и сопротивление тракта вторичного воздуха k_{vt} .

Опуская промежуточные выкладки, получим следующее выражение для определения значения приведенного коэффициента расхода всего воздушного тракта котла:

$$k_{voz d} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{k_{vzp}^2} + \frac{1}{k_{vt}^2}}} \quad (25)$$

Затем, используя уравнение (4) данной математической модели определяются все необходимые расчетные параметры аэродинамики воздушного тракта котлоагрегата.

Коэффициент избытка воздуха вычисляется по выражению:

$$\alpha = \frac{V_{dv}}{450(B_{sum} + 0,1)} \quad (26)$$

По величине α определяется содержание кислорода в уходящих газах:

$$O_2 = \frac{21(\alpha - 1)}{\alpha} \quad (27)$$

2.6 Модель гидравлического тракта котельного агрегата

Паровой тракт котла ПК-38 включает в себя систему экранных поверхностей нагрева (НРЧ, СРЧ, ВРЧ), двухступенчатый пароперегреватель, двухступенчатую систему впрысков для регулирования температуры острого пара, систему паропроводов котла, а также пароперегреватели промежуточного перегрева пара. В рассечку первой ступени промпароперегревателя осуществляется аварийный впрыск питательной воды. Расчетная схема имитационной модели гидравлики парового тракта котельного агрегата представлена на рисунке 8.

Особенностью модели являются включенные в места смешения и разделения потоков пара условных емкостей V , позволяющих смоделировать динамические переходные процессы гидравлического тракта, а также упростить расчетную схему и избежать многократных итерационных вычислений.

Расчетная постановка задачи представляет собой систему линейных алгебраических уравнений, состоящую из материальных и тепловых балансов элементов гидравлической части котельного агрегата. Балансовые уравнения выражают термодинамическую связь законов сохранения масс и энергии, а их количество зависит от числа учитываемых элементов в гидравлической схеме.

Обозначения на схеме: G_{nas} — расход насыщенного пара, образовавшегося в переходной зоне (ПЗ) котла; $V_{isp}, P_{isp}, V_{op}, P_{op}, V_{ipk}, P_{ipk}, V_{pe}, P_{pe}$ — условные емкости и давление пара соответственно:

в испарительных поверхностях котла, пароперегревателя, узла

перемычки ИПК, узла паропроводов котла; k_{op}, G_{op} - коэффициент расхода и расход пара на пароперегреватель; k_{vpr}, G_{vpr} - коэффициент расхода и расход через впрыск; k_{per}, G_{per} - коэффициент расхода и расход пара перемычки ИПК; k_{ipk}, G_{ipk} - коэффициент расхода и расход пара через предохранительные клапана (ИПК); k_{par}, G_{par} - коэффициент расхода и расход пара в паропроводах котла; k_{mag}, G_{mag} - коэффициент расхода и расход пара в паровой магистрали; k_{rast}, G_{rast} - коэффициент расхода и расход пара в растопочной линии (пар на растопочное БРОУ).

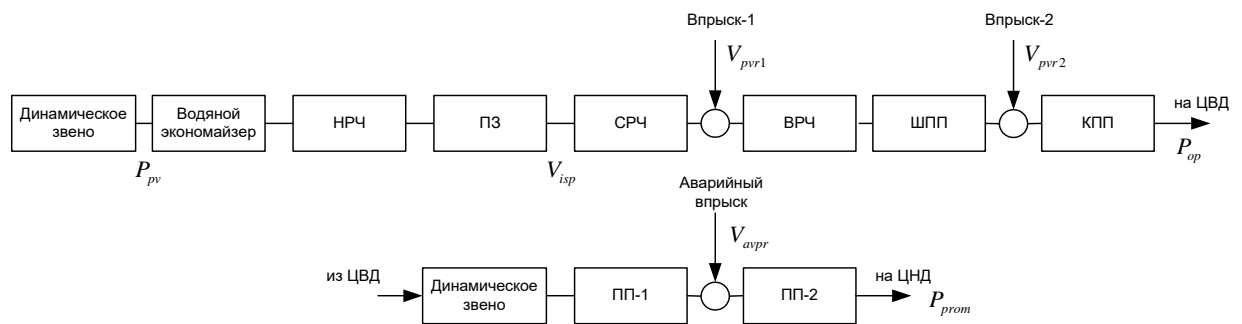


Рисунок 8 – Расчетная схема имитационной модели гидравлического тракта парового котла ПК-38

Перед началом очередного шага расчета считаются значения давлений во всех расчетных емкостях [10]. Значения коэффициентов расхода, с учетом положения запорной арматуры, известны перед началом расчета. На основе известных данных для каждой условной емкости подсчитываются значения расходов всех входящих и выходящих потоков. Баланс расходов условной емкости дает новое значение давления среды в емкости. Так, например, для испарительного контура котла входным параметром является расход питательной воды, выходными – расходы пара в пароперегреватель и расход конденсата пара на впрыск по тракту парового котла.

Для оценки расхода насыщенного пара в испарительном контуре котла

(НРЧ, ПЗ) получена зависимость от температуры газов на выходе из топки, давления и температуры питательной воды:

$$G_{nas} = 230 \left(\frac{T_{top} - 100}{846} \right)^2 \left(1 + \frac{156 - P_{pv}}{300} \right) \left(1 + \frac{t_{pv} - 210}{600} \right) \quad (28)$$

С целью моделирования инерционности процесса генерации пара экранами топки, в структуру алгоритма расчета G_{nas} включено динамическое звено, работа которого описывается уравнением (18).

Выходящие потоки пара из испарительного контура рассчитываются по следующим соотношениям:

$$G_{op} = k_{op} \sqrt{P_{pv} - P_{op}} \quad (29)$$

$$G_{vpr} = k_{vpr} \sqrt{P_{pv} - P_{op}} \quad (30)$$

Новое значение давления пара в котле P_{op}^{τ} определяется по балансу потоков среды и значению давления питательной воды на предыдущем временном шаге $P_{pv}^{\tau-1}$:

$$P_{op}^{\tau} = P_{op}^{\tau-1} + P_{pv}^{\tau-1} (G_{nas} + G_{vpr} - G_{op}) \frac{\Delta\tau}{V_{isp}} \quad (31)$$

где $\Delta\tau$ - расчетный шаг по времени.

Аналогичным способом составляются балансы для остальных условных объемов V_{op} , V_{ipk} , V_{pe} и вычисляются расходы всех входных и выходных потоков и новые значения давления пара.

Предложенный подход позволяет свести необходимость расчета сложных разветвленных гидравлических систем к расчету баланса входящих и выходящих потоков рабочей среды условно введенных в тепловую схему котла емкостей.

2.7 Особенности расчета конвективного теплообмена в имитационной модели котла

Задачей расчета теплообменных поверхностей котла (пароперегревателя, экономайзера, воздухоподогревателя и т.д.) является

определение значений температур теплоносителей на выходе из поверхности на известные ее геометрические размеры. При имитационном моделировании для этих целей использовано известное уравнение теплообмена [11]:

$$Q = \frac{kH\Delta t}{B_{sum}}, \quad (32)$$

где Q - тепло отданное от греющей среды (продуктов сгорания топлива) к рабочей среде (пар, вода); k - коэффициент теплопередачи; H - площадь теплообменной поверхности; Δt - среднелогарифмический температурный напор; B_{sum} - расход топлива на котел.

С целью упрощения процесс конвективного теплообмена в поверхностях нагрева котла принято допущение, что температурный напор равен разности среднеарифметических значений температур греющей и нагреваемой сред:

$$\Delta t = \frac{T_1 + T_2}{2} - \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (33)$$

где T_1 и T_2 - температура греющей среды (газов), соответственно на входе и на выходе из теплообменника; t_1 и t_2 - температура нагреваемой (рабочей) среды на входе и на выходе.

Количество теплоты, отданное греющей средой (продуктами сгорания) поверхности нагрева котла можно определить по выражению:

$$Q = 1000c_{gaz}(T_1 - T_2) \quad (34)$$

где c_{gaz} - теплоемкость газов.

Введем обозначение: $k_1 = \frac{kH}{2000c_{gaz}B_{sum}}$ и используя уравнения (32) – (34)

получим соотношение для определения температуры греющей среды на выходе из теплообменной поверхности:

$$T_2 = T_1^2 \frac{1 - k_1}{1 + k_1} + \frac{k_1}{1 + k_1} (t_1 + t_2) \quad (35)$$

Значения температур нагреваемой среды t_1 и t_2 принимаются из предыдущего временного шага. Таким образом, перед расчетом

поверхности нагрева необходимо знать только значение температуры греющей среды на входе T_1 . Рассчитав по уравнению (35) температуру газов на выходе из поверхности нагрева T_2 , по уравнению (34) выполняется расчет количества тепла, переданное поверхности нагрева Q . Последовательно проводя расчет всех поверхностей нагрева по ходу движения газов по тракту (принимая температуру газов на входе в следующую поверхность нагрева равной температуре газов на выходе из предыдущей поверхности), определяются значения количества теплоты, переданных от газов поверхностям нагрева.

Используя полученные значения Q последовательно определяются энтальпии и температуры нагреваемых сред по следующему выражению:

$$h_2 = h_1 + \frac{Q}{B_{sum}} \quad (36)$$

где $h_1 = f(p_1, t_1)$ - энтальпия рабочей среды на входе.

$$t_2 = f(p_2, h_2) \quad (37)$$

где $p_2 = p_1 - \Delta p$ - давление рабочей среды на выходе из теплообменной поверхности; Δp - потеря давления при транспортировке теплоносителя вдоль теплообменной поверхности (гидравлическое сопротивление).

2.8 Расчет теплообмена в топке котла (расчет радиационных поверхностей)

Задача поверочного теплового расчета топочной камеры заключается в определении температуры газообразных продуктов сгорания на выходе из топки (g_m'' , °C) [11]. Исходными данными для такого расчета являются характеристика и расход сжигаемого топлива, основные конструктивные (площадь стен топочной камеры, объем топки) и режимные (загрязнение экранов, степень выгорания и т.д.) параметры.

Такая задача при имитационном моделировании топочных камер решается методом последовательных приближений на основе базовой

нормативной методики [11], позволяющей выполнять оценку основных показателей теплообмена. Согласно этой методике на первом расчетном шаге предварительно задают величину начального приближения – температуру газов на выходе из топки (ϑ_m'' , °С) в диапазоне 900-1200 °С. Выбранное значение температуры позволяет выполнить расчет полного тепловыделения в топке и теоретической температуры горения.

Первоначально рассчитывается эффективная толщина излучающего слоя (м):

$$S = 3,6 \frac{V_m}{F_{cm}} \quad (38)$$

где V_m , F_{cm} – соответственно объем (м³) и площадь стен (м²) топочной камеры.

На величину температуры газов на выходе из топки сильное влияние оказывает степень черноты топочной камеры (a_m). При сжигании твердых топлив степень черноты топки рассчитывается по формуле

$$a_m = 1 - e^{-kpS} \quad (39)$$

где k – коэффициент ослабления лучей топочной средой, 1/(м·МПа); p – давление газов в топочной камере, МПа (принимается в расчетах равным 0,1 МПа); S – эффективная толщина излучающего слоя, м.

Коэффициент излучения топочной средой k определяется коэффициентом ослабления лучей трехатомными газами (k_2), золовыми частицами (k_3) и горящими коксовыми частицами (k_K):

$$k = k_2 r_n + k_{3л} \mu_{3л} + k_K \quad (40)$$

Коэффициент ослабления лучей газовой средой определяется по состоянию газов на выходе из топочной камеры по формуле

$$k_2 = \left(\frac{7,8 + 16 r_{H_2O}}{\sqrt{r_n S}} - 1 \right) \left(1 - 0,37 \frac{T_m''}{1000} \right) \quad (41)$$

где $T_m'' = \vartheta_m'' + 273$ – абсолютная температура газов на выходе из топки, К;

$r_n = r_{RO_2} + r_{H_2O}$ – объемная доля трехатомных газов при избытке воздуха в топке (α_m).

$$r_{RO_2} = \frac{V_{RO_2}}{V_z}; r_{H_2O} = \frac{V_{H_2O}}{V_z}, \quad (42)$$

где V_{RO_2} , V_{H_2O} , V_z – объемы трехатомных газов, водяных паров и полный объем газов, м³/кг.

$$V_{H_2O} = V_{H_2O}^0 + 0,016(\alpha_m - 1)V_e^0 \quad (43)$$

$$V_z = V_z^0 + 1,016(\alpha_m - 1)V_e^0 \quad (44)$$

где $V_{H_2O}^0$, V_{RO_2} , $V_z^0 = V_{RO_2} + V_{N_2}^0 + V_{H_2O}^0$, V_e^0 – соответственно теоретический объем водяных паров, трехатомных газов, теоретические объемы газов и воздуха, м³/кг [11].

Коэффициент ослабления лучей взвешенными в топочной среде частицами летучей золы определяется по формуле

$$k_{zl} = \frac{43\rho_z}{(T_m''d_{zl})^{0,67}}, \quad (45)$$

где ρ_z – плотность дымовых газов (принимается в расчетах равной 1300 г/м³); d_{zl} – эффективный диаметр золовых частиц, мкм (в расчетах принимается 16-24 мкм).

Коэффициент ослабления лучей частицами горящего кокса k_K принимают в зависимости от вида сжигаемого топлива. Для бурых углей – $k_K = 0,5$.

Концентрация золовых частиц μ_{zl} в потоке газов, кг/кг определяется по формуле:

$$\mu_{zl} = \frac{A^P a_{yH}}{100G_z} \quad (46)$$

где A^P – зольность топлива на рабочую массу, %; a_{yH} – доля золы уносимой из топки потоком газа (для котлов с твердым шлакоудалением принимается

0,96); G_z – масса дымовых газов (кг газов/ кг сожженного топлива), при сжигании твердого топлива составляет:

$$G_z = 1 - 0,01A^P + 1,306\alpha_m V_g^0 \quad (47)$$

Передача теплоты экранам топочной камеры происходит главным образом за счет излучения высокотемпературного ядра факела, а также раскаленных золовых частиц и трехатомных газов, заполняющих топочный объем.

Общее количество переданной теплоты в топке определяется разностью между полезным тепловыделением в зоне горения и энтальпией газов на выходе из топки.

Полезное тепловыделение в топочной камере (в расчете на 1 кг топлива) Q_m складывается из располагаемой теплоты топлива за вычетом топочных потерь и теплоты горячего воздуха, поступающего в топку:

$$Q_m = Q_n^P \frac{100 - q_3 - q_4 - q_6}{100} + Q_g, \quad (48)$$

где Q_n^P – низшая теплота сгорания на рабочую массу топлива, кДж/кг; q_3 – потеря с химическим недожогом топлива (рассчитывается по зависимости (63)); q_4 – потеря с механическим недожогом топлива (см. формулу (64)); q_6 – потеря с физическим теплом шлака, определяется по выражению:

$$q_6 = \frac{(1 - a_{yn})ct_{шл}A^P}{Q_n^P} \quad (49)$$

где $ct_{шл}$ – энтальпия шлака. Для топок с твердым шлакоудалением $ct_{шл}$ принимается равной 560 кДж/кг.

Теплота воздуха, подаваемого в топку состоит из теплоты горячего воздуха и небольшой доли присосанного воздуха из вне:

$$Q_g = (\alpha_m - \Delta\alpha_m - \Delta\alpha_{nl})H_{zg}^0 + (\Delta\alpha_m + \Delta\alpha_{nl})H_{xg}^0 \quad (50)$$

где $\Delta\alpha_m$, $\Delta\alpha_{nl}$ – соответственны присосы воздуха в топке (принимается

в расчетах 0,04) и в системе пылеприготовления (принимается равной 0,04); H_{zg}^0 , H_{xg}^0 – энтальпии горячего и холодного воздуха, определяемые соответственно по температуре горячего воздуха t_{zg} и температуре холодного воздуха t_{xg} по подпрограммам-функциям из Си-библиотеки.

Адиабатная (теоретическая) температура горения ϑ_a , °С, соответствует условию, когда все полезное тепловыделение воспринимается продуктами сгорания. Она соответствует максимальной расчетной температуре газов, недостижимой в реальных условиях. Максимальное тепловыделение характеризуется значением Q_m , а теоретическая температура горения находится по подпрограммам-функциям при условии, что $H_a = Q_m$.

Эффективность восприятия тепла экранами топочной камеры характеризуется коэффициентом тепловой эффективности экранов (ψ), который определяется произведением углового коэффициента экрана (x) на условный коэффициент загрязнения (ξ):

$$\psi = x \cdot \xi \quad (51)$$

Угловой коэффициент экрана x определяется по формуле:

$$x = 1 - 0,2 \left(\frac{s}{d} - 1 \right) \quad (52)$$

где s/d – относительный шаг труб настенного экрана.

Условный коэффициент загрязнения поверхностей нагрева ξ характеризует воспринятую долю теплоты рабочей средой по сравнению с теплотой, падающей на рабочую поверхность. С увеличением загрязненности экранных труб коэффициент ξ уменьшается. В данном расчете значение коэффициента загрязнения для разных топок и всех видов топлив принимается ориентировочно из диапазона $\xi = 0,45 \div 0,5$.

По результатам оценки основных характеристик теплообмена выполняется расчет температуры газов (ϑ_m'' , °С) на выходе из топки:

$$g_m'' = \frac{T_a}{M \left(\frac{5,67 \psi F_{cm} a_m T_a^3}{10^{11} \phi B_p V_{c_{cp}}} \right)^{0,6} + 1} - 273 \quad (53)$$

где ϕ – коэффициент сохранения тепла, принимается в расчетах равным 0,995; $T_a = g_a + 273$ – абсолютная адиабатическая температура горения; $V_{c_{cp}}$ – средняя суммарная теплоемкость продуктов сгорания, определяемая по адиабатной и предварительно принятой температуре газов на выходе из топки, кДж/(кг°С),

$$V_{c_{cp}} = \frac{Q_m - H_m''}{g_a - g_m''} \quad (54)$$

где H_m'' – энтальпия газов на выходе из топки, определяемая по подпрограммам-функциям при температуре g_m'' .

Параметр M учитывает относительную высоту расположения горелок, а следовательно и положение ядра факела на температуру продуктов сгорания в верхней части топочной камеры. При сжигании высокореакционных топлив (каменные и бурые угли с выходом летучих веществ более 25%)

$$M = 0,59 - 0,5X_m \quad (55)$$

где X_m – величина, характеризующая относительную высоту расположения зоны максимума температур в топке (задается в исходных данных). Для большинства видов топлив максимум температур по высоте практически совпадает с уровнем расположения горелок, что соответствует $X_m = h_{гор} / h'_m$, где $h_{гор}$ – высота размещения горелок; h'_m – расчетная высота заполняющего топку факела от нижней части топки до середины выходного газового окна.

Если полученная в результате расчета по формуле (53) температура газов на выходе из топки g_m'' отличается от предварительно принятой более чем на 2 °С, то необходимо выполнить второе приближение по вышеизложенному алгоритму; при этом на следующем итеративном шаге

вычислений необходимо использовать температуру газов на выходе из топки, полученную на предыдущем расчетном шаге. Расчет последовательных приближений выполняется до тех пор, пока разность значений температур газов на выходе из топки по результатам двух соседних итераций превышает 2 °С. В заключение расчета топочной камеры определяется удельное тепловосприятие топки, кДж/кг:

$$Q_{\text{л}} = \varphi(Q_m - H_m'') \quad (56)$$

тепловое напряжение топочных стен, кВт/м²:

$$q_F = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{F_{\text{см}}} \quad (57)$$

и тепловое напряжение топочного объема, кВт/м³:

$$q_V = \frac{B_p Q_{\text{л}}}{V_m} \quad (58)$$

2.9 Определение свойств теплоносителей в модели котла

С достаточной для математической модели имитационного тренажера котельного агрегата точностью взаимосвязь параметров воды и водяного пара описывается интерполяционными полиномами [6], оформленными в виде подпрограмм функций:

$tx(p, h)$ - для определения температуры среды по известному давлению p и энтальпии h ;

$hpt(p, t)$ - для определения энтальпии среды по известному давлению p и температуре t ;

Функции $tx()$ и $hpt()$ определяют свойства воды и водяного пара с учетом их агрегатного состояния.

$ts(p)$ - для определения температуры насыщения по известному давлению среды p ;

$ps(t)$ - для определения давления насыщения по известной температуре насыщения среды t ;

$h_l(t)$, $h_{l1}(t)$ - соответственно, для определения энтальпии насыщенной воды и пара по известной температуре насыщения среды t .

Расчет температуры дымовых газов по известной их энтальпии осуществляется по выражению [11]:

$$T = \frac{h_{gaz}}{c_{gaz}(1+r)}, \quad (59)$$

где r - доля газов рециркуляции.

Расчет энтальпии дымовых газов по известной температуре выполняется по формуле:

$$h = T c_{gaz}(1+r) \quad (60)$$

В уравнениях (59) и (60) значение теплоемкости газов определяется по подпрограммам $Cg(t)$ и $Cg(h)$.

Расчет температуры воздуха по известной энтальпии h_e осуществляется по соотношению [11]:

$$t_e = \frac{h_e}{c_e} \quad (61)$$

где c_e - теплоемкость воздуха, определяемая по подпрограмме-функции $Cv(t)$.

2.10 Расчет технико-экономических показателей работы котла

Расчет технико-экономических показателей работы котельного агрегата осуществляется с целью определения тепловых потерь, коэффициента полезного действия, а также затрат энергии на собственные нужды. При этом выполняется расчет выбросов вредных веществ, к основному числу которых относятся выбросы оксидов азота, оксидов серы, оксида углерода и золовых частиц.

При оценке коэффициента полезного действия используется известное уравнение обратного теплового баланса [11], согласно которому величина к.п.д. определяется по формуле:

$$\eta_{ka} = 100 - q_2 - q_3 - q_4 - q_5 - q_6 \quad (62)$$

где q_2 - потеря тепла с уходящими газами; q_3 - потеря тепла с химическим недожогом; q_4 - потеря тепла с механическим недожогом; q_5 - потеря тепла в окружающую среду через обмуровку котла; q_6 - потеря тепла с физическим теплом шлака.

Значения потерь тепла в окружающую среду q_5 и с физическим теплом шлака q_6 в практических расчетах можно принять соответственно равными 0,5% и 0,2%.

Потери тепла с химическим и механическим недожогом в модели находятся по аппроксимационным выражениям в зависимости от содержания кислорода O_2 , составленным по результатам тепловых испытаний котла:

$$q_3 = -1,518 + \frac{9,028}{O_2} \quad (63)$$

$$q_4 = -0,572 + 3,357O_2 - 1,407O_2^2 + 0,203O_2^3 - 0,0094O_2^4 \quad (64)$$

Потеря тепла с уходящими газами в модели определяется по выражению:

$$q_2 = \frac{(c_{gaz}H_{ug} - \alpha_{ug}H_{hv})(100 - q_4)}{Q_n^r} \quad (65)$$

где H_{ug} - энтальпия уходящих газов, определяется по температуре уходящих

газов; $\alpha_{ug} = \alpha + \frac{V_{pris}}{V_{gaz}}$ - коэффициент избытка воздуха уходящих газов;

H_{hv} - энтальпия холодного воздуха, зависящая от температуры холодного воздуха; Q_n^r - теплота сгорания топлива, в расчетах принимается равной 13576 кДж/кг.

Затраты энергии на собственные нужды котла определяются в зависимости от состава работающего вспомогательного оборудования с учетом его токовой загрузки I и напряжения привода U :

$$E_{sn} = \sum_{i=1}^n U_{mel} I_{mel} + \sum_{i=1}^n U_{psu} I_{psu} + \sum_{i=1}^n U_{dc} I_{dc} + \sum_{i=1}^n U_{dv} I_{dv} \quad (66)$$

Расчет выбросов вредных веществ осуществляется по нормативным

методикам, согласно которым концентрации вредных выбросов в продуктах сгорания определяются по уравнению [11]:

$$C_i = \frac{M_i}{B_{sum} V_{dc}} \quad (67)$$

где M_i - количество образовавшихся выбросов i -х веществ.

Количество оксидов азота определяется по выражению:

$$M_{NO_x} = 0,34 \cdot 10^{-7} k B_{sum} Q_n^r \left(1 - \frac{q_4}{100}\right) (1 - \varepsilon_1 r) \varepsilon_2 \beta_1 \beta_2 \beta_3 \quad (68)$$

где $k = \frac{12G_{op}}{470}$ - коэффициент, учитывающий фактическую нагрузку котла;

$\varepsilon_1 = 0,02 \frac{0,6G_{op}}{270} + 0,4$ - поправочный коэффициент; $\varepsilon_2 = 1 - 0,025(\alpha - 1)$ -

коэффициент, учитывающий избыток воздуха при сжигании топлива; r - доля газов рециркуляции; $\beta_1, \beta_2, \beta_3$ - уточняющие коэффициенты, характеризующие эффективность работы вспомогательного оборудования котла, соответственно в модели принимаются равными 0,3, 0,5, 0,2.

Количество образующихся при сжигании твердого топлива оксидов серы в модели определяется по формуле:

$$M_{SO_2} = 2000 \frac{S^p}{100} B_{sum} (1 - \eta_{SO_2}) \quad (69)$$

где S^p - содержание серы в топливе на рабочую массу (в модели принимается равным 0,2%); η_{SO_2} - доля оксидов серы, адсорбированная на поверхности золовой частицы, принята равной для золы канско-ачинских углей 0,2.

Количество образующихся при сжигании твердых топлив золовых выбросов определяется по уравнению:

$$M_z = 1000 \left(\frac{a_{un} A^p}{100 + q_4 Q_n^r} \right) B_{sum} (1 - \eta_{zu}) \quad (70)$$

где $a_{un} = 0,8$ - доля золы уноса; A^p - зольность топлива на рабочую массу, принимается в модели равной 8%; η_{zu} - коэффициент полезного действия золоуловителей, принимается в расчетах согласно рекомендациям для батарейных циклов равным 0,92.

2.11 Алгоритм имитационной модели турбины

Структура собственно математической модели, положенной в основу имитационного тренажера паровой турбины КТ 135/150-130 представлена на рисунке 8.

Характер модели определяется так же, как и модель котла, структурой режимных и аварийных задач, выполняющих когнитивную и практическую функции обучения персонала. Отметим следующие особенности математической модели турбоустановки:

Оперирование общими закономерностями взаимодействия потоков (энергетических, материальных и информационных), элементов и групп оборудования;

Описание паротурбинной установки, как совокупности функциональных групп оборудования, которые могут рассматриваться, как изолировано, так и во взаимосвязи;

Одновременное отражение в структуре задачи характеристик оборудования и сложившейся оперативной ситуации;

Соответствие модели способам обработки информации, которые эксплуатационный персонал реально использует в своей деятельности.

2.12 Математическое моделирование типовых элементов тепловой схемы

Расчетная тепловая схема паротурбинной установки КТ 135/150-130 (рисунок 8) включает значительное число агрегатов и устройств, к основному числу которых относятся теплообменники поверхностного и смешивающего типов, эжекторы, точки смешения и разветвления, и целый ряд другого оборудования. Задачей расчета теплообменных аппаратов, входящих в состав тепловой схемы турбоустановки является нахождение расходов греющей или обогреваемой сред, которые определяются в рамках единого подхода – на основе уравнений балансов. Последние есть не что иное, как уравнения

законов сохранения массы, энергии (в термодинамическом виде) и импульса [8]. Уравнения теплового и материального балансов составляются с учетом принципов действия и особенностей процессов, протекающих в той или иной установке тепловой схемы [9].

Отсек турбины. Отсеком турбины при разработке математической модели считается участок проточной части турбоустановки с входа острого пара в турбину до отбора, от отбора и до отбора, от отбора до выхлопа турбоустановки.

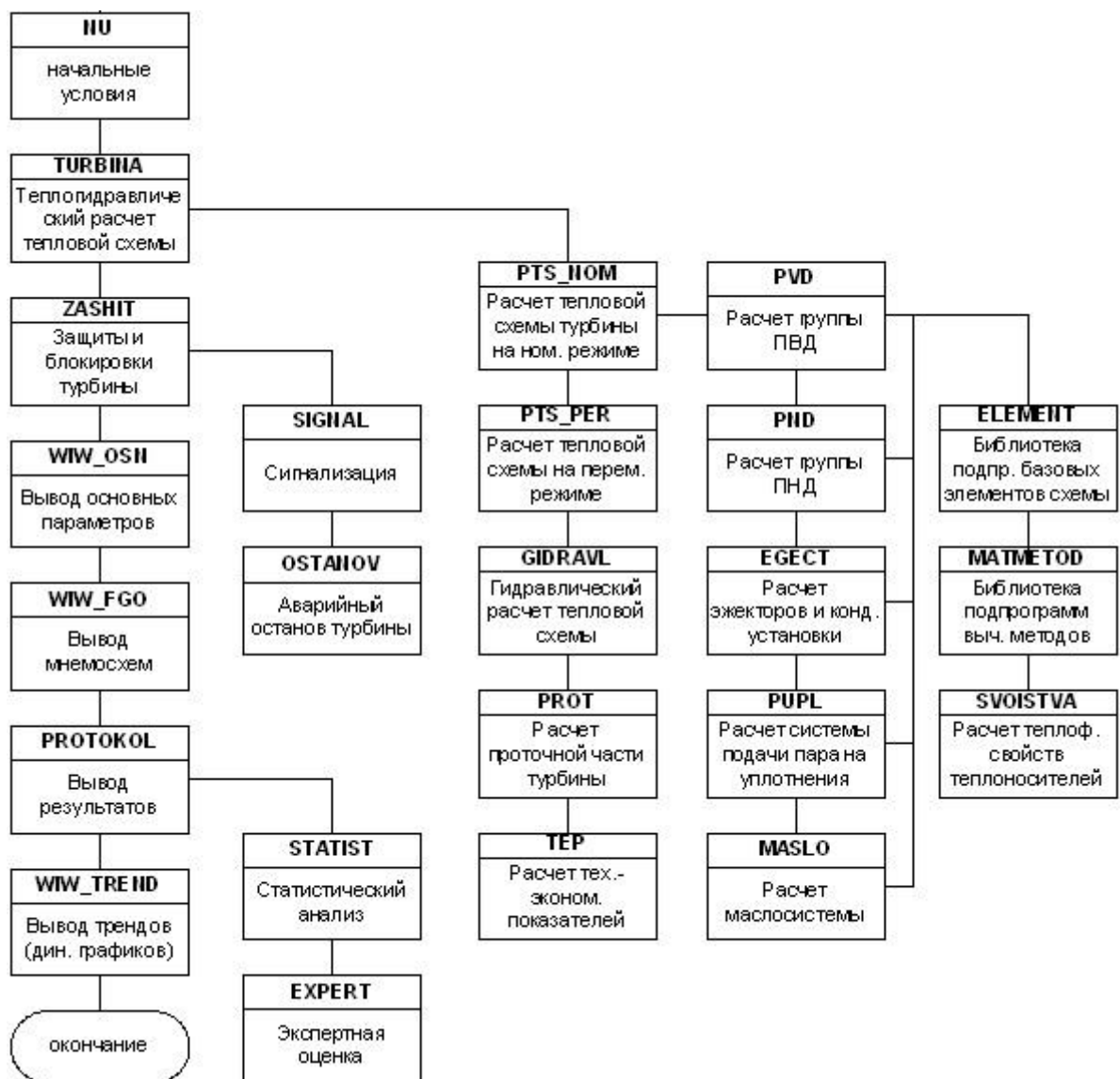


Рисунок 8 – Структура математической модели имитатора паровой турбины

Задачей расчета произвольного отсека турбины является определение давления пара на входе в отсек на переменном режиме работы турбины. При этом искомое давление определяется по следующей зависимости:

$$P_1 = \sqrt{\left(\frac{D}{D_0}\right)^2 (P_{10}^2 - P_{20}^2) \frac{T_1}{T_{10}} + P_2^2} \quad (71)$$

где D_0 , D – соответственно расходы пара через отсек в базовом и переменном режимах; P_{20} , P_2 – соответственно давление пара на выходе из отсека в базовом и переменном режимах; T_{10} , T_1 – соответственно температуры пара на входе в отсек в базовом и переменном режимах; P_{10} – давление пара на входе в отсек в базовом режиме.

Подогреватель поверхностного типа. Предназначен для подогрева основного конденсата или питательной воды за счет тепла пара отбираемого, из проточной части паровой турбины. В частности, в тепловой схеме турбины КТ-135/150-130 используются два подогревателя высокого давления (ПВД №6, 8 марки ПВ-550-230-36-25/50), три подогревателя низкого давления (ПНД №2-4 марки ПН-250-4), основной сетевые подогреватель марки БО-500 и пиковый бойлер БП-500. Целью расчета подогревателей поверхностного типа является определение расхода греющего пара – D_n . Для этого используются уравнения теплового баланса, заключающиеся в равенстве теплоты отдаваемого греющим паром с учетом коэффициента полезного действия теплообменника и теплоты воспринимаемой нагреваемой средой.

$$D_n (h_n - \bar{t}_o) \eta_m = G_g (\bar{t}'_g - \bar{t}_g) \quad (72)$$

где G_g – расход нагреваемой среды, кг/с; \bar{t}_g , \bar{t}'_g – энтальпии нагреваемой среды соответственно на входе и на выходе из теплообменника, кДж/кг; h_n – энтальпия греющего пара, кДж/кг; \bar{t}_o – энтальпия дренажа греющего пара, кДж/кг; η_m – коэффициент полезного действия теплообменника.

Энтальпия греющего пара является функцией его давления

и температуры: $h_n = h(P_n, t_n)$. Энтальпия дренажа греющего пара равна энтальпии насыщенной воды, определяемой по давлению греющего пара $\bar{t}_o = h''(P_n)$.

Энтальпия нагреваемой воды на выходе из подогревателя поверхностного типа зависит от давления и температуры воды: $\bar{t}'_e = h(P_e, t'_e)$, где t'_e – температура нагреваемой воды на выходе из подогревателя, определяемая в свою очередь, как разность температуры дренажа греющего пара и величины недогрева: $t'_e = t_s(P_n) - \theta$. Значение θ в инженерных расчетах, в частности для данной имитационной модели для подогревателей высокого давления (ПВД) принимается $2 \div 4$ °С, а для подогревателей низкого давления (ПНД) и бойлеров – $3 \div 6$ °С. Величина энтальпии нагреваемой среды на входе в теплообменник \bar{t}_e определяется типом элемента тепловой схемы стоящего перед рассчитываемым элементом против хода движения нагреваемой среды. По вышеизложенной методике расчета собственных подогревателей (СП) в данной математической модели выполняется тепловой расчет подогревателей низкого давления, бойлеров и охладителей пара турбоустановки КТ 135/150-130.

Тепловой расчет подогревателей высокого давления осуществляется с учетом их многозонности с точки зрения наличия различий в условиях теплообмена. В общем случае количество зон составляет три, а их классификация осуществляется по принципу теплообмена на охладитель пара (ОП), собственно подогреватель и охладитель дренажа (ОД) (рисунок 11). В охладителе пара учитывается охлаждение пара до температуры на $10 \div 15$ °С больше температуры насыщения греющего пара: $t'_n = t_s(P_n) + (10 \div 15)$ °С. В охладителе дренажа нагреваемая среда подогревается за счет тепла, выделяющегося при переохлаждении дренажа греющего пара с температуры насыщения до температуры на $6 \div 10$ °С больше температуры нагреваемой воды на входе в теплообменник $t'_o = t_e + (6 \div 10)$ °С.

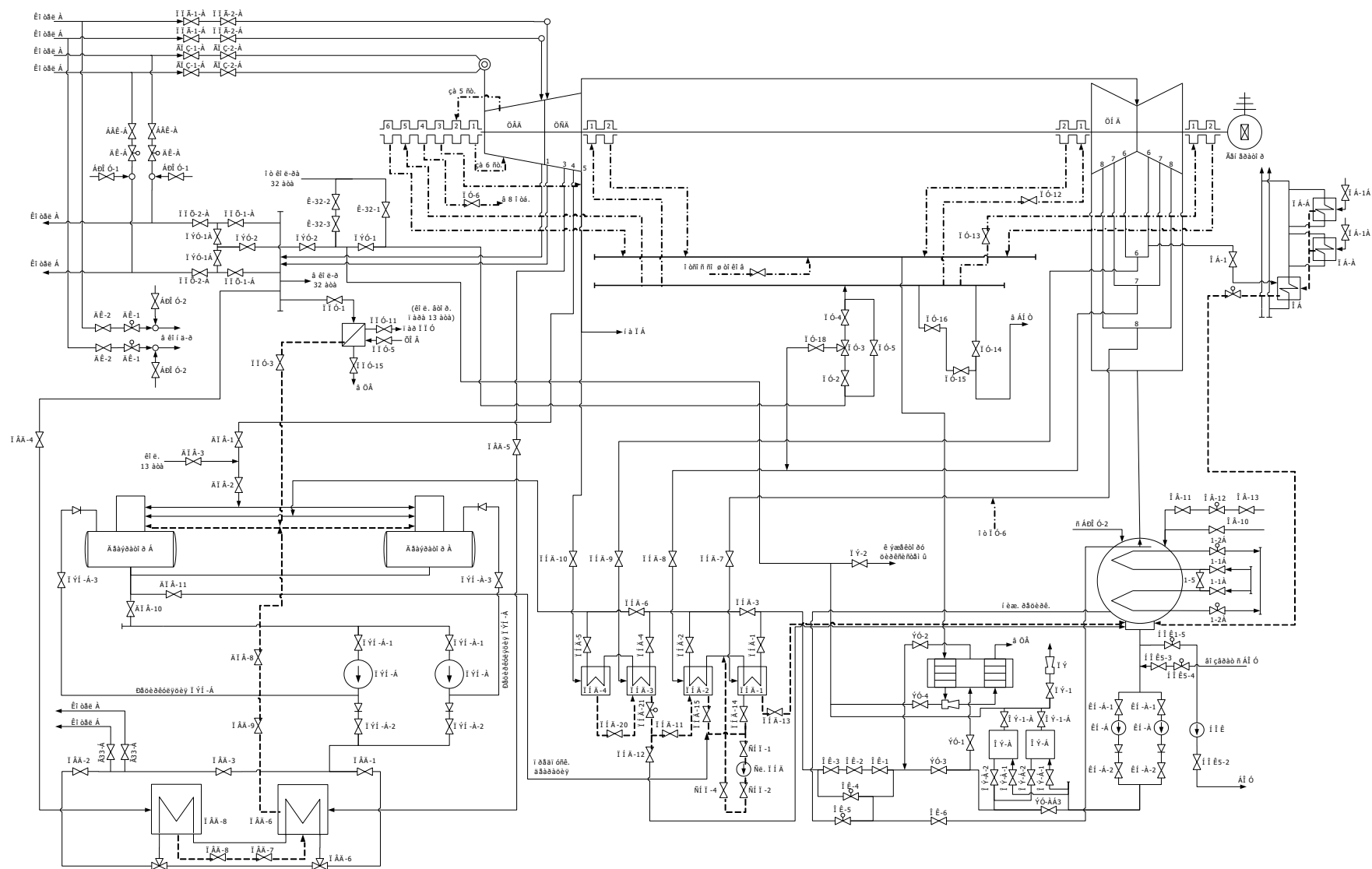


Рисунок 9 – Расчетная тепловая схема паротурбинной установки К(Т)-160/120-130 Назаровской ГРЭС

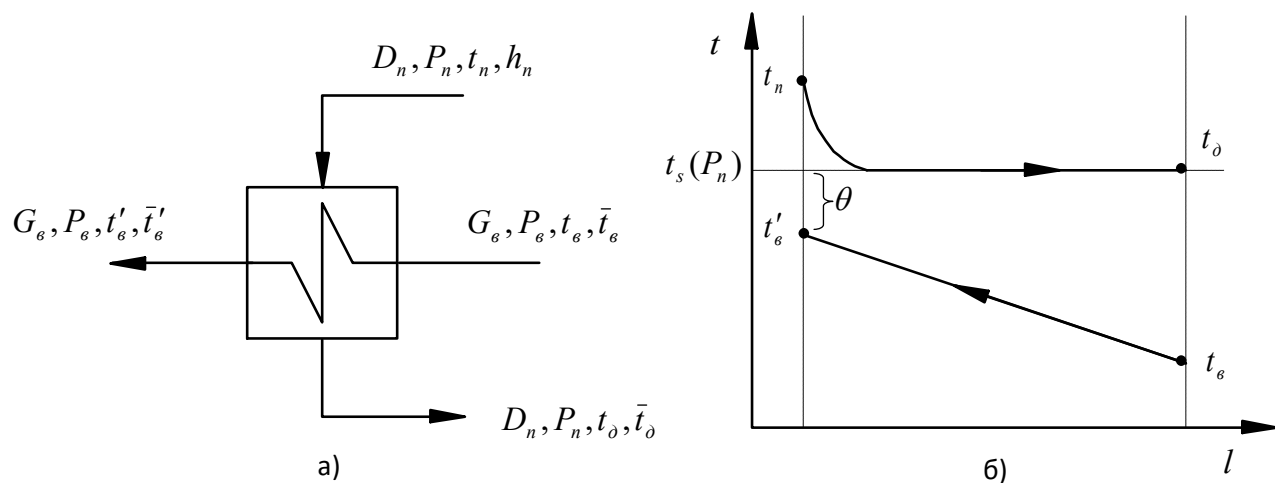


Рисунок 10 – Принципиальная расчетная схема (а) и температурный график (б) работы подогревателей поверхностного типа

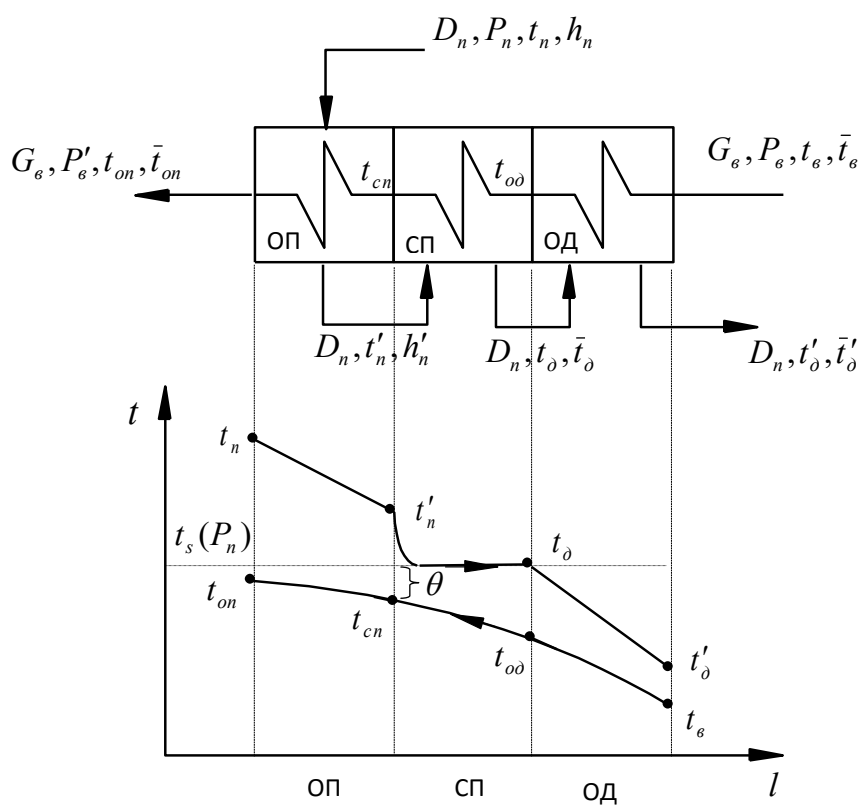


Рисунок 11 – Расчетная схема теплообменников с охладителем пара (ОП), собственно подогревателем (СП) и охладителем дренажа (ОД)

Задачей расчета подогревателей высокого давления является определение расхода греющего пара D_n , энтальпий нагреваемой среды на

выходе из охладителя пара \bar{t}_{on} и охладителя дренажа \bar{t}_{od} . С целью определения неизвестных величин составляют уравнения теплового баланса для каждой зоны подогревателя:

для охладителя пара:
$$D_n(h_n - h'_n)\eta_m = G_s(\bar{t}_{on} - \bar{t}_{cn}),$$

для собственно подогревателя:
$$D_n(h'_n - \bar{t}_d)\eta_m = G_s(\bar{t}_{cn} - \bar{t}_{od}),$$

для охладителя дренажа:
$$D_n(\bar{t}_d - \bar{t}'_d)\eta_m = G_s(\bar{t}_{od} - \bar{t}_s),$$

где $h'_n = h(P_n, t'_n)$ – энтальпия греющего пара на выходе из охладителя пара;
 $\bar{t}'_d = h(P_n, t'_d)$ – энтальпия дренажа греющего пара на выходе из охладителя дренажа.

Если в балансовых уравнениях все слагаемые с неизвестными величинами перенести в левую часть, а с известными в правую, то в результате получаем совместную систему трех линейных алгебраических уравнений с тремя неизвестными, решение которой осуществляется одним из известных численных методов.

Деаэрационная установка. Деаэратор повышенного давления (ДП-500) на давление 5,4 ата используется в тепловой схемы, турбины КТ-135/150-130 для дегазации технологической воды от растворенных в ней агрессивных газов (CO_2 , O_2), приводящих к химической коррозии металла станционного оборудования. Одновременно деаэрационная установка служит подогревателем смешивающего типа, состоящая из бака аккумулятора и деаэрационной колонки, в которой собственно и происходит деаэрация (дегазация) воды. Для организации вышеназванных процессов в деаэратор подается греющий пар из 4-го отбора турбины (рисунок 12) и принимается, что давление пара P_d по всему объему аппарата остается неизменным, сам процесс теплообмена происходит в области насыщения, причем греющий пар полностью конденсируется. Целью расчета деаэрационной установки является определение расхода отборного пара D_n и расхода теплоносителя, поступающего на деаэрацию $G_{ок}$.

Для определения неизвестных величин необходимо совместно решить

уравнения материального и теплового балансов:

$$\begin{cases} D_n + G_{ок} = G_{нб} \\ D_n h_n \eta_m + G_{ок} \bar{t}_{ок} = G_{нб} \bar{t}_{нб} \end{cases}$$

где $\bar{t}_{нб} = h'(P_\delta)$ – энтальпия питательной воды (насыщенная среда) на выходе из деаэрационной установки; P_δ – давление в деаэраторе.

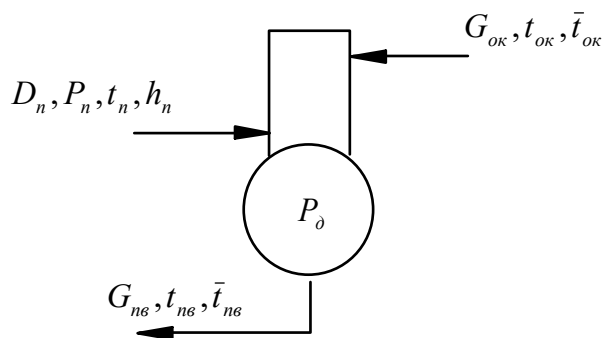


Рисунок 12 – Расчетная принципиальная схема деаэрационной установки

Конденсатор. Двухходовая цельносварная конденсационная установка марки К-9115 с поверхностью охлаждения 9115 м^2 используется в тепловой схеме КТ-135/150-130 для конденсации отработавшего в турбине пара за счет охлаждающей технической (циркуляционной) воды. При этом также полагаем, что все процессы происходят на линии насыщения, а давление в конденсаторе P_k зависит от расхода пара в конденсатор и определяется расчетным путем в зависимости от положения регулирующих диафрагм на отборах пара из турбины и степени загрузки эжекционных устройств. Параметры охлаждающей технической воды определяются так же, как для соответствующих потоков у подогревателя поверхностного типа. При этом расход основного конденсата на выходе из конденсатора $G_{ок}$ равен расходу пара в конденсатор D_k (рисунок 13). Задача расчета конденсационной установки сводится к определению энтальпии основного конденсата пара на выходе, которая в свою очередь вычисляется как энтальпия насыщенной жидкости в зависимости от давления пара в конденсационной установке:

$$\bar{t}_{ок} = h'(P_k).$$

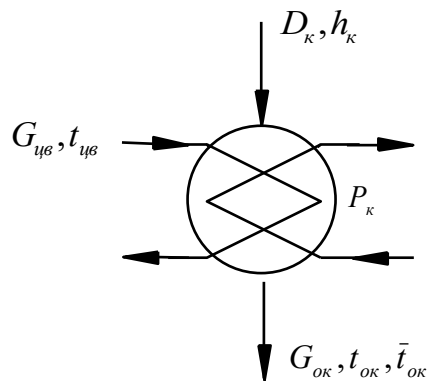


Рисунок 13 – Принципиальная расчетная схема конденсационной установки

Точки смешения и разветвления. Являются элементами тепловой схемы К(Т)-160/120-130 и предназначены для смешения или разветвления различных материальных потоков (рисунок 14).

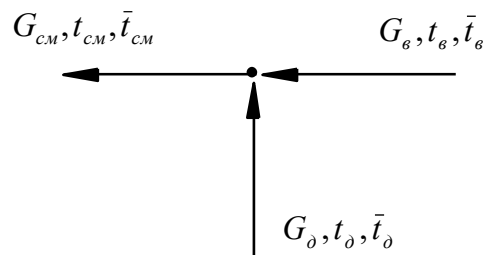


Рисунок 14 – Принципиальная расчетная схема точки смешения

Целью расчета любой точки смешения является определение одного из расходов теплоносителя, подходящего к точке ($G_г$ или $G_д$), и температуры теплоносителя, получающейся в результате смешения потоков ($t_{см}$). Для решения поставленной задачи, как и в случае расчета подогревателя смешивающего типа и деаэрационной установки, необходимо составить систему уравнений, состоящую из уравнений материального и теплового балансов:

$$\begin{cases} G_г + G_д = G_{см} \\ G_г t_г + G_д \bar{t}_д = G_{см} \bar{t}_{см} \end{cases}$$

Насос. В тепловой схеме турбины КТ-135/150-130 используются питательные насосы марки ПЭ-580-185 и конденсатные насосы КСВ-500-150. Данные насосы имеют однозначную расходную характеристику, поэтому задача их расчета сводится к оценке величины прироста энтальпии в результате сжатия теплоносителя с давления на входе $P_{вс}$ до давления нагнетания P_n (см. рис. 15).

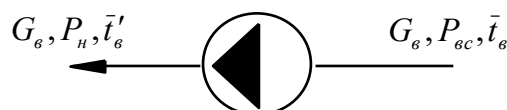


Рисунок 15 – Принципиальная расчетная схема насосной установки

Тогда математическая модель насоса может быть записана в следующем виде:

$$\begin{aligned} \bar{t}'_г &= \bar{t}_г + \Delta \bar{t} \\ \Delta \bar{t} &= \frac{(P_n - P_{вс}) v_{вс}}{\eta_n} 10^2, \end{aligned}$$

где $v_{вс}$ – удельный объем теплоносителя на входе в насос; η_n – к.п.д. насоса, принимается в модели равным 0,7-0,8.

Водо-водяной теплообменник. Целью расчета теплообменников, в которых греющим теплоносителем является вода (дренаж греющего пара, продувочная вода и др.), является энтальпия и соответственно температура нагреваемой среды на выходе из аппарата. Принцип расчета такой установки совпадает с принципом расчета охладителя дренажа (ОД) подогревателя поверхностного типа.

Регулирующий клапан. Задачей расчета регулирующих клапанов паровой турбины является определение температуры пара на выходе с учетом дросселирования пара, а также определение величины расхода среды через клапан с учетом степени открытия (закрытия) регулирующего органа. Для этой цели в математической модели используется уравнение Бендемана [8]:

где $F = \mu F_{\max}$ – площадь живого сечения регулирующего клапана; μ – степень открытия клапана; F_{\max} – площадь проходного сечения полностью открытого клапана; B – коэффициент Бендемана

где P_1 и P_2 – давление до и после регулирующего клапана; V_1 – удельный объем среды перед клапаном.

Температура среды за регулирующим клапаном с учетом нагрузки турбины определяется следующим образом:

Трубопровод отборного пара. Целью расчета трубопровода регенеративного отбора пара является определение величины потери давления пара в отборе:

Определение расходов греющего пара на регенеративный подогрев в получаемых системах линейных алгебраических уравнений производится с использованием численных методов решения подобных систем. Для этого уравнения балансов приводят к следующему виду:

где a_{ij} – значения коэффициентов при неизвестных; x_i – искомые корни системы (неизвестная величина); b_i – значения правых частей уравнения.

Для решения систем линейных алгебраических уравнений (СЛАУ) описывающих конфигурацию тепловой схемы паротурбинной установки в данной модели применяется итерационный метод расчета.

2.13 Алгоритм и структура расчета принципиальной тепловой схемы

Так как задача расчета тепловой схемы паротурбинной установки состоит в определении расходов теплоносителей и их параметров на входе в теплообменные аппараты и на выходе из них и сводится обычно к рассмотрению нелинейных систем частного, но наиболее часто встречающегося в разных теплоэнергетических задачах «квазилинейного» вида. Такие системы записываются аналогично системам линейных алгебраических уравнений, но при этом состоят из коэффициентов a_{ij} , зависящих от искомых величин $\{x_i\}$: $a_{ij} = a_{ij}(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$. Для решения таких нелинейных систем обычно применяют итерационные методы, в которых на каждой итерации решается линеаризованная система, т.е. некоторая линейная система, полученная из исходной нелинейной задачи. Наиболее распространенным подходом к линеаризации является метод последовательных приближений (метод простой итерации для решения квазилинейных систем) [7], реализованный в данной математической модели турбины КТ-135/150-130.

Суть метода последовательных приближений состоит в том, что на каждом k -м шаге итерационного процесса коэффициенты линеаризованной системы a_{ij}^k вычисляют по значениям неизвестных, найденным на предыдущей $(k-1)$ -й итерации: $a_{ij}^k = a_{ij}(x_1^{k-1}, x_2^{k-1}, x_3^{k-1}, \dots, x_n^{k-1})$, а затем путем решения полученной линейной системы с известными a_{ij}^k находят новое приближение $\{x_i^k\}$, где $i=1..n$.

Методика теплового расчета ПТС турбоустановки (рисунок 9) сводится к следующему. Первоначально по начальным параметрам пара перед

турбиной (P_0 и t_0), а так же по давлению пара в конденсаторе (P_k) и давлению пара в отборах (P_i) строится процесс расширения пара в проточной части турбины (рис. 16). При этом на $h-s$ диаграмме параметры пара в точке 0 определяются по P_0 и t_0 . Далее из точки 0 проводится линия, перпендикулярная оси абсцисс ($S=const$), до пересечения с изобарой P_1 . Получают значение идеального теплоперепада на первый отсек H_{01} . Для оценки действительного теплоперепада на отсек, необходимо значение теоретического теплоперепада умножить на относительно внутренний к.п.д. отсека $H_1 = H_{01}\eta_{0i}$. Значение энтальпии пара в первом регенеративном отборе определяется как $h_1 = h_0 - H_1$.

Для определения энтальпии пара во втором отборе откладывают изоэнтропу из точки 1 до пересечения с изобарой P_2 . По аналогии находят значения энтальпий во всех нижеследующих отборах. Линия 0–К соответствует действительному процессу расширения пара в проточной части турбины.

После определения параметров пара в регенеративных отборах приступают к расчету расхода пара на турбину.

$$D_0 = k_{pez} \left(\frac{W_{\text{э}}}{\sum_{i=1}^n H_i \eta_{\text{эм}}} + y_m D_m \right),$$

где k_{pez} – коэффициент регенерации, для расчета ПТС, принимается ориентировочно в диапазоне 1,15÷1,3; $W_{\text{э}}$ – электрическая мощность, кВт; $\eta_{\text{эм}}$ – электромеханический к.п.д., принимается в расчетах равным 0,98÷0,99; y_m – коэффициент недовыработки паром теплофикационного отбора. Значения этих коэффициентов определяются по следующим формулам:

$$y_m = \frac{h_m - h_k}{h_0 - h_k},$$

где h_m – энтальпии в теплофикационном отборе, кДж/кг; D_m – расход пара на сетевую установку, кг/с.

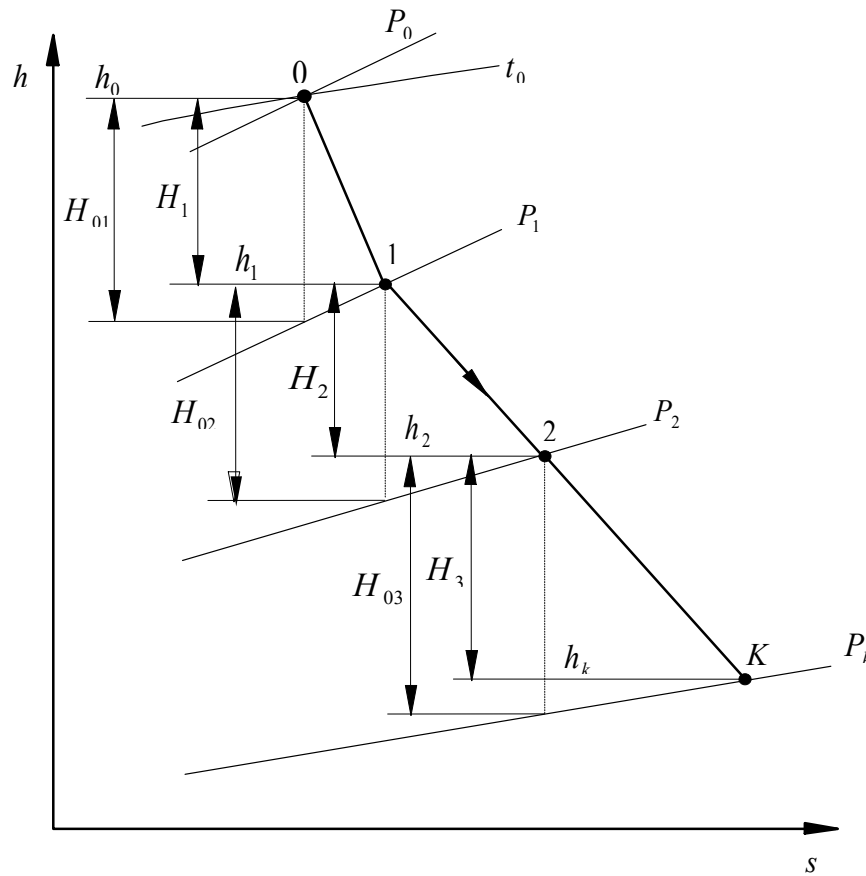


Рисунок 16 – Принцип построения процесса расширения пара в проточной части турбины

Расход пара на теплофикацию D_m определяется потребностью потребителя в тепловой энергии Q_m .

$$D_m = \frac{Q_m}{(h_m - \bar{t}_o)\eta_m},$$

где η_m – к.п.д. теплообменника (сетевой установки); \bar{t}_o – энтальпия конденсата пара теплофикационного отбора, кДж/кг.

Расход питательной воды для барабанного котла определяется по формуле:

$$G_{пв} = D_0 + D_{ym} + D_{сн},$$

где D_{ym} – внутренние потери пара и конденсата $D_{ym} = (1-2)\%D_0$; $D_{сн}$ – расход пара на собственные нужды станции, $D_{сн} = (1-5)\%D_0$.

допустимой погрешностью (в инженерных расчетах принимается равной $\varepsilon = 0,5\%$).

$$\delta = \left| \frac{W_{\text{э}} - W_{\text{э}}^p}{W_{\text{э}}} \right| \cdot 100\%$$

Если $\delta \leq \varepsilon$, то расчет заканчивается. Если $\delta > \varepsilon$, то расчет повторяется с уточнением значения коэффициента регенерации: $k_{\text{рег}} = k_{\text{рег}} \frac{W_{\text{э}}}{W_{\text{э}}^p}$.

Структурная схема расчета ПТС представлена на рисунке 17. Электрическая мощность ($W_{\text{э}}$) вырабатываемая турбинной в зависимости от расхода острого пара (D_0) и положения диафрагм на регулируемых отборах находится в модели по следующему регрессионному уравнению:

$$W_{\text{э}} = \text{Generator}(-5008,97 + 277,85D_0 - 206,87D_{\text{тепл}} - 98,88(D_{\text{цнд}} - D_{\text{к}}),$$

где *Generator* – переменная, отслеживающая подключение эл. генератора в сеть; $D_{\text{тепл}}$ – расход пара на теплофикацию; $D_{\text{цнд}}$ – расход пара в цилиндр низкого давления турбины; $D_{\text{к}}$ – расход пара в конденсатор.

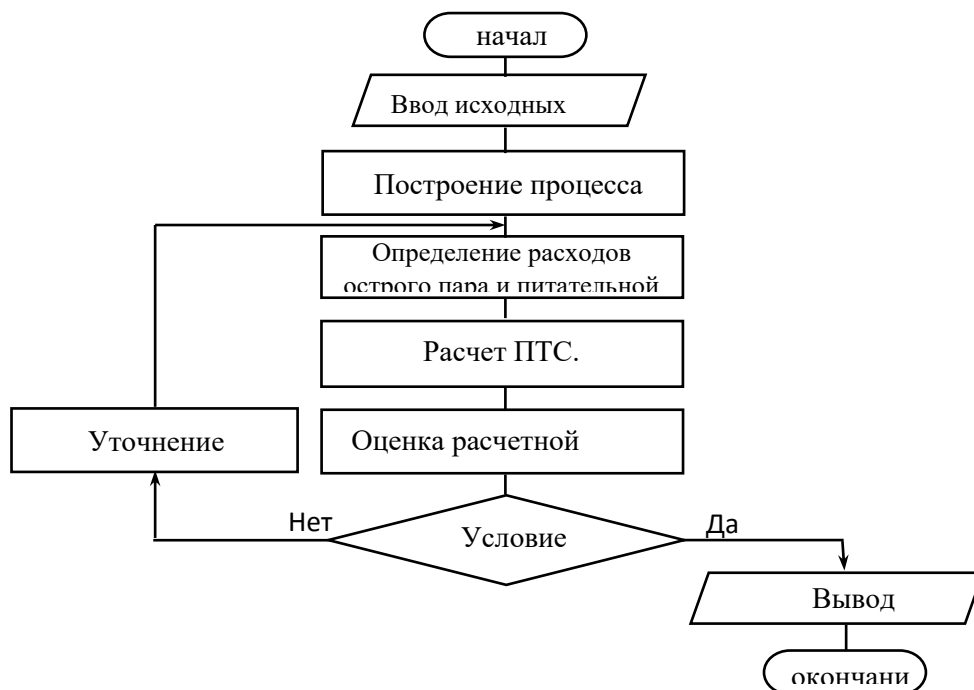


Рисунок 17 – Структура расчета принципиальной тепловой схемы турбоустановки

Значение вакуума в конденсаторе на номинальном режиме принимается в модели равным 760 мм рт.ст. Величина разряжения в конденсаторе изменяется в зависимости от величины указателя положения пускового ($UP_{пуск}$) и основного ($UP_{эжект}$) эжекторов, а также от значения давления пара на уплотнения турбины ($P_{упл}$).

Если эжекторы отключены, то динамика изменения вакуума в конденсаторе описывается следующим уравнением:

$$V_k = V_k - 4DelTime,$$

где $DelTime$ – переменная, отвечающая за скорость изменения параметров модели (задается в исходных данных к модели).

Если эжекторы включены, то подъем вакуума подчиняется зависимости:

$$V_k = V_k + 0,01DelTime \cdot UP_{эжект} \cdot UP_{пуск}.$$

При этом температура выхлопа турбины описывается следующим регрессионным уравнением в зависимости от величины вакуума в конденсаторе:

$$T_{vihl} = 393 - \frac{V_k}{2}.$$

Число оборотов ротора турбины определяется в модели по величине частоты тока в сети (f_c):

$$n_{rot} = 60f_c.$$

Температура масла в системе охлаждения турбины ($^{\circ}\text{C}$) определяется в зависимости от подачи технической воды на маслоохладители ($OhlM$) по регрессионному уравнению:

$$T_{masl} = (100 - OhlM) * 2,2 + 20$$

Давление масла перед (P_{1mou}) и за (P_{2mou}) маслоохладительной установкой определяются как:

$$P_{1mou} = \frac{0,005P_{reg} UP_M}{0,1UP_{rect} + 1}$$

$$P_{2mou} = 0,17P_{1mou},$$

где P_{reg} – давление масла в системе регулирования; UP_M – указатель положения задвижки на напорной линии; UP_{rect} – указатель положения задвижки на линии рециркуляции масла.

Давление пара создаваемое основным (P_{egekt}) и пусковыми (P_{pusk}) эжекторами определяется по функциям:

$$P_{egekt} = 0,5UP_{egekt} + 0,5,$$

$$P_{pusk} = 0,5UP_{pusk} + 0,5.$$

Расход пара в цилиндр низкого давления определяется по следующему регрессионному уравнению:

$$D_{cnd} = 12,80123 + 0,705995D_0 - 0,96844D_{tepl},$$

где D_0 – расход острого пара на турбину; D_{tepl} – расход пара на теплофикацию.

Электрическая нагрузка, вырабатываемая турбиной, определяется по формуле:

$$W_g = Generator(-5008,97 + 277,85D_0 - 206,87D_{tepl} - 98,88(D_{cnd} - D_k),$$

где *Generator* – переменная, отслеживающая подключение эл. генератора в сеть; D_{cnd} – расход пара в цилиндр низкого давления турбины; D_k – расход пара в конденсатор.

Расход пара в конденсатор определяется из уравнения обратного баланса:

$$D_k = D_0 - \sum D_i,$$

где $\sum D_i$ – суммарный расход пара в регенеративные отборы турбины с учетом расходов пара на производственные и теплофикационные нужды.

Система автоматического регулирования турбины смоделирована в зависимости от состояния синхронизатора (МУТа – *Sinhr*), установленного на турбине, указателей положения регуляторов давления теплофикационного

обора (UP_{rd6}), а также от степени открытия регулирующих органов теплофикационного (UP_{tepl}) отбора. Указатель положения стопорного клапана с состоянием синхронизатора связан следующим регрессионным уравнением:

$$UP_{sk} = 25Sinhr - 50.$$

Указатель клапанов цилиндра высокого давления:

$$UP_{cvd} = (35Sinhr - 336) + 2UP_{rd6} - 0,3(100 - UP_{tepl})$$

Указатель клапанов цилиндра среднего давления:

$$UP_{csd} = (47Sinhr - 372) + 1,7UP_{rd6}$$

Указатель клапанов цилиндра низкого давления:

$$UP_{cnd} = (46Sinhr - 382) + 2,1UP_{rd6} - 0,3(100 - UP_{tepl})$$

Давление пара в камере регулируемого отбора определяется следующим образом:

$$P_6 = 0,0011P_{rs} \cdot UP_{rd6} - 0,015UP_{tepl},$$

где P_{rs} – давление пара в регулирующей ступени турбины.

2.14 Моделирование работы КН, эжекторов, СП и ЭП

Моделирование работы конденсатных насосов (КН), основного и пускового эжекторов, сальникового и эжектирующего подогревателей (рисунок 18) в данной математической модели достигается посредством решения системы линейных алгебраических уравнений, характеризующих тепловые и материальные балансы потоков пара и воды. Данная система выглядит следующим образом:

Расход основного конденсата до и после КН:

$$G_{kA} = G_k * KN_A1 * KN_A * KN_A2$$

$$G_{kB} = G_k * KN_B1 * KN_B * KN_B2$$

$$P_{knA} = P_{kn0} * KN_A1 * KN_A$$

$$P_{knB} = P_{kn0} * KN_B1 * KN_B$$

Энтальпия основного конденсата на выходе из КН-1 и КН-2:

$$T_{knA} = T_k + \frac{(P_{knA} - P_k) * v_k * 10}{\eta_{knA}}$$

$$T_{knB} = T_k + \frac{(P_{knB} - P_k) * v_k * 10}{\eta_{knB}}$$

Расход и температура основного конденсата перед группой ПНД:

$$G_{ok1} = G_{kA} + G_{kB}$$

Если G_{ok1} не равен нулю, то

$$T_{ok1} = \frac{(T_{knA} * G_{kA} + T_{knB} * G_{kB})}{G_{ok1}}$$

Расход основного конденсата на охлаждение основных эжекторов:

$$D_{euAB3} = G_{ok1} * EU_{AB3}$$

$$D_{oeA} = G_{ok1} * OE_{A1} * (2 - OE_{B1}) * (1 - UE_{AB3})$$

$$D_{oeB} = G_{ok1} * OE_{B1} * (2 - OE_{A1}) * (1 - UE_{AB3})$$

$$D_{oeA} * (T_{oeA} - T_{ok1}) = D_{peoA} * (T_{pe} - T_{deoA})$$

$$D_{oeB} * (T_{oeB} - T_{ok1}) = D_{peoB} * (T_{pe} - T_{deoB})$$

$$G_{oe} = D_{euAB3} + D_{oeA} + D_{oeB}$$

Если G_{oe} не равен нулю, то

$$T_{oe} = \frac{(D_{euAB3} * T_{ok1} + D_{oeA} * T_{oeA} * OE_{A2} + D_{oeB} * T_{oeB} * OE_{B2})}{G_{oe}}$$

Расход основного конденсата на ПНД и ЭУ:

Если открыты задвижки ЭУ-1 и ЭУ-3, то

$$G_{eu1} = G_{eo} * 0.1$$

$$G_{eu3} = G_{eo} * 0.9$$

иначе

$$G_{eu1} = G_{eo} * EU_{1}$$

$$G_{eu3} = G_{eo} * EU_{3}$$

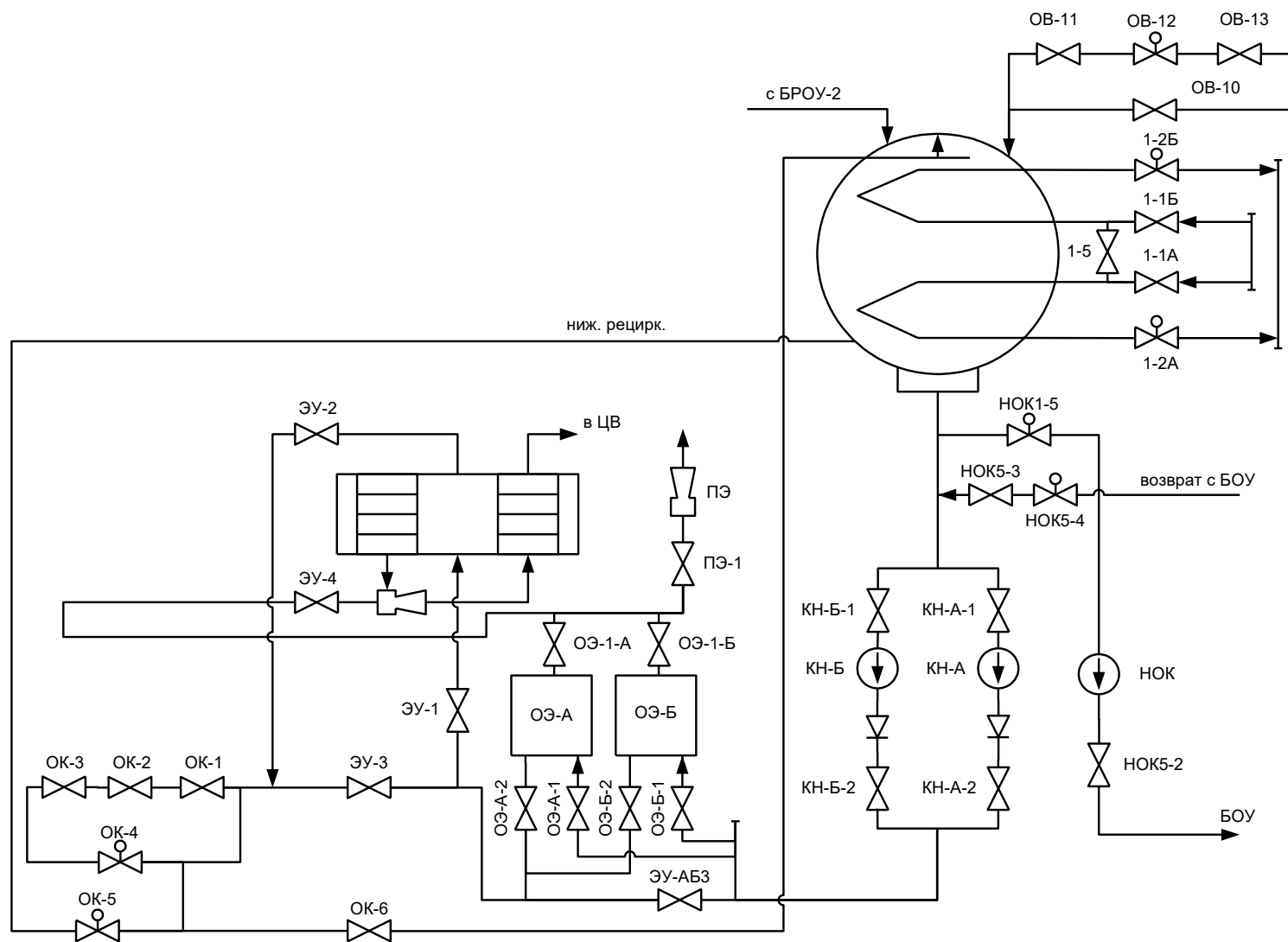


Рисунок 18 – Расчетная схема включения КН, эжекторов и охладителей пара с уплотнений и со штоков

Тепловой баланс левого и правого эжекторов:

$$D_{ueu} \cdot (T_{ueu} - T_{deu}) = G_{eu1} \cdot (T_{eu} - T_{oe})$$

$$G_{ok2} = G_{eu1} \cdot EU_{-2} + G_{eu3}$$

Если G_{ok2} не равно нулю, то

$$T_{ok2} = (T_{eu} \cdot G_{eu1} \cdot EU_{-2} + T_{oe} \cdot G_{eu3}) / G_{ok2}$$

Расход основного конденсата после ЭУ до ПНД-1:

$$G_{ok1} = G_{okesp3} + G_{19kt2},$$

$$G_{ok1} \bar{t}_{ok1} = G_{okesp3} \bar{t}_{okesp3} + G_{19kt2} \bar{t}_{okesp1}.$$

Расход пара на эжекторы:

$$D_{ope} = D_{89pp} + D_{7pp1},$$

$$D_{89pp} = D_{8pp1} + D_{9pp1},$$

$$D_{8pp2} = pp8 \cdot D_{8pp1},$$

$$D_{7pp2} = pp7 \cdot D_{7pp1},$$

$$D_{9pp2} = pp9 \cdot D_{9pp1},$$

$$D_{ple} = D_{9pp2} + D_{32po2},$$

$$D_{9pp2} \bar{t}_{ope} + D_{32po2} \bar{t}_{3a} = D_{ple} \bar{t}_{ple},$$

$$D_{32po2} = po32 \cdot D_{32po1},$$

$$D_{okr1} = D_{4o1} + D_{5o1} + D_{9o1},$$

$$D_{4o2} = o4 \cdot D_{4o1},$$

$$D_{5o2} = o5 \cdot D_{5o1},$$

$$D_{9o2} = o9 \cdot D_{9o1},$$

$$D_{pe2am} = D_{7pp2} + D_{9o2},$$

$$D_{1de2} = de1 \cdot D_{1de1},$$

$$D_{2de2} = de2 \cdot D_{1de1},$$

$$D_{de} = D_{1de2} + D_{2de2},$$

$$D_{de} \bar{t}_{de} = D_{1de2} \bar{t}_{1de1} + D_{2de2} \bar{t}_{2de1}.$$

2.15 Моделирование работы группы ПНД

Задачей расчета группы подогревателей низкого давления (ПНД) является определение расходов пара на подогреватели и температур основного конденсата с учетом реальной схемы их включения (рисунок 19).

Расход основного конденсата на входе в ПНД-1:

Распределение потоков при вкл. ПНД и открытых байпасах:

если открыты задвижки ПНД-4 и ПНД-6, то

$$G_{ok4b} = 0.9 * G_{ok4}$$

$$G_{ok4p} = 0.1 * G_{ok4}$$

иначе

$$G_{ok4b} = PND_6 * G_{ok4}$$

$$G_{ok4p} = PND_4 * G_{ok4}$$

Если открыты задвижки ПНД-1 и ПНД-3, то

$$G_{ok3b} = 0.9 * G_{ok3}$$

$$G_{ok3p} = 0.1 * G_{ok3}$$

иначе

$$G_{ok3b} = PND_3 * G_{ok3}$$

$$G_{ok3p} = PND_1 * G_{ok3}$$

Тепловой баланс ПНД-4:

$$D_{pn4} * (T_5 - T_{dn4}) = G_{ok4p} * (T_{okn4} - T_{okn3})$$

Тепловой баланс ПНД-3:

$$D_{pn3} * (T_6 - T_{dn3}) + D_{pn4} * PND_20 * (T_{dn4} - T_{dn3}) = G_{ok4p} * (T_{okn3} - T_{ok4})$$

$$D_{dn2pd} = D_{dn2} * PND_15 + G_{pv_pd}$$

Если D_{dn2pd} не равно нулю, то

$$T_{dn2pd} = \frac{(D_{dn2} * PND_15 * T_{dn2} + G_{pv_pd} * T_{pvd})}{D_{dn2pd}}$$

$$G_{ok5} = G_{ok4b} + G_{ok4p} * PND_5$$

Если G_{ok5} не равно нулю, то

$$T_{ok5} = (G_{ok4b} * T_{ok4} + G_{ok4p} * PND_{-5} * T_{okn4}) / G_{ok5}$$

Работа ПНД-2 описывается следующей системой уравнений:

Если открыты задвижки ПНД-11 и ПНД-12, то доля каскадного слива с ПНД-3 в ПНД-2

$$x_{dn3k} = 0.5$$

иначе

$$x_{dn3k} = PND_{-11}$$

$$D_{pn2}(T_{7pu} - T_{dn2}) + D_{dn3}(PND_{21}x_{dnk}(T_{dn3} - T_{dn2})) = G_{ok3ps}(T_{okn2} - T_{oknls})$$

$$D_{dn3kr} = D_{dn3}PND_{21}(1 - x_{dn3k})PND_{12}$$

Расчет подогревателя низкого давления (ПНД-1) выполняется следующим образом:

Если выполняется условие $PND_{13} + PND_{14} = 2$ и $SNP_1 = 1$, то $x_{dn1k} = 0.5$ в противном случае $x_{dn1k} = PND_{13}$.

Если выполняется условие $PND_{14} = 1$ и $SNP_1 = 0$, то

$$D_{pn1}(T_{8pu} - T_{dn1}) + D_{dn2pd}(T_{dn2pd} - T_{dn1}) = G_{ok3p}(T_{okn1} - T_{ok3})$$

$$D_{dn1kr} = (D_{pn1} + D_{dn2pd})PND_{13}$$

в противном случае $D_{pn1}(T_{8pu} - T_{dn1}) = G_{ok3p}(T_{okn1} - T_{ok3})$, а $D_{dn1kr} = D_{pn1}x_{dn1k}$.

Работа сливных насосов описывается следующими уравнениями:

Расход конденсата пара через сливной насос:

$$G_{sl} = (D_{dn2pd} + D_{pn1}(1 - x_{dn1k})PND_{14})SNP_4SNP_2SN_nSNP_1$$

Энтальпия конденсата пара перед сливным насосом:

$$T_{sl} = \frac{(D_{dn2pd}T_{dn2pd} + D_{pn1}T_{dn1}(1 - x_{dn1k})PND_{14})}{(D_{dn2pd} + D_{pn1}(1 - x_{dn1k})PND_{14})}$$

Конденсатор и ПНД

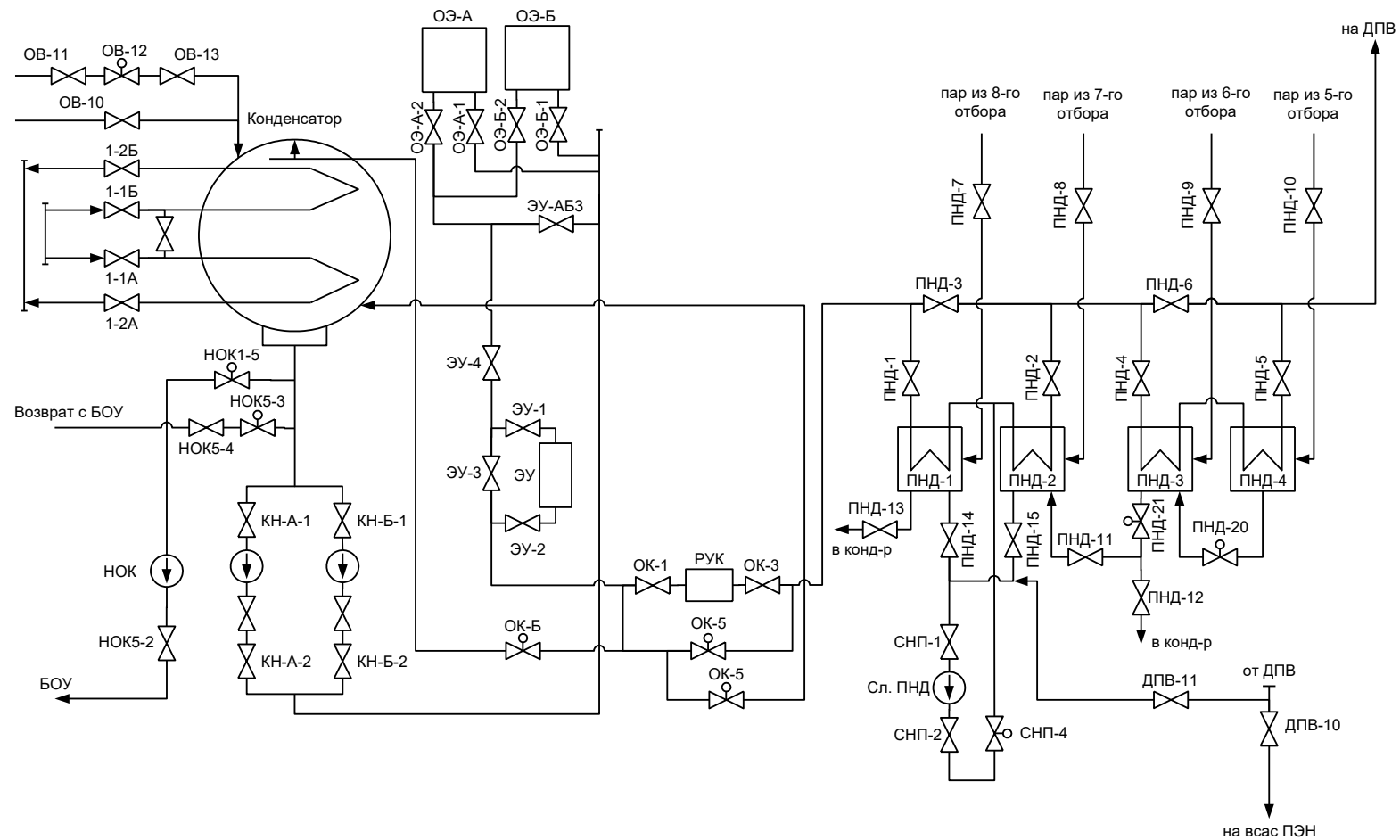


Рисунок 19 – Расчетная схема группы подогревателей низкого давления (ПНД)

Энтальпия конденсата после сливного насоса:

$$T_{sl2} = T_{sl1} + \frac{(P_{sn} - P_8)q_8 10}{\eta_{sm}}$$

Точка смешения между ПНД-1 и ПНД-2 описывается следующими уравнениями:

$$G_{ok3ps} = G_{ok3p} + G_{sl},$$

$$T_{okn1s} = \frac{(G_{ok3p} T_{okn1} + G_{sl} T_{sl2})}{G_{ok3ps}},$$

$$G_{ok4} = G_{ok3b} + G_{ok3ps} PND_2,$$

$$T_{ok4} = \frac{(G_{ok3b} T_{ok3} + G_{ok3ps} T_{okn2} PND_2)}{G_{ok4}}$$

2.16 Моделирование работы группы ПВД и деаэрационной установки

Моделирование работы подогревателей высокого давления, деаэрационной установки и питательных насосов сводится к определению расхода питательной воды и расходов греющего пара на ПВД-1 и ПВД-2 с учетом схемы их включения (рисунок 20).

$$D_{pdA} = D_{pdB} = \frac{D_{pd}}{2},$$

$$G_{ok5A} = G_{ok5B} = \frac{G_{ok5}}{2},$$

$$D_{ddA} = D_{ddB} = \frac{(D_{pi} PPU_1 PPU_3 + D_{dv6} PVD_9 DPV_8)}{2},$$

$$T_{dd} = \frac{(D_{pi} PPU_1 PPU_3 T_{di} + D_{dv6} PVD_9 DPV_8 T_{dv6})}{(D_{pi} PPU_1 PPU_3 + D_{dv6} PVD_9 DPV_8)},$$

$$T_{pvd} = hl(ts(P_d))$$

ДПВ-А:

Материальный баланс:

$$D_{pdA} + G_{ok5A} + D_{ddA} + G_{recpA} PEN_{A3} = G_{pvdA},$$

Тепловой баланс:

$$D_{pdA}T_{pd} + G_{ok5A}T_{ok5} + D_{ddA}T_{dd} + G_{recpnA}PEN_{A3}T_{pnA} = G_{pvdA}T_{pvd}.$$

ДПВ-Б:

Материальный баланс:

$$D_{pdB} + G_{ok5B} + D_{ddB} + G_{recpnB}PEN_{B3} = G_{pvdB},$$

Тепловой баланс:

$$D_{pdB}T_{pd} + G_{ok5B}T_{ok5} + D_{ddB}T_{dd} + G_{recpnB}PEN_{B3}T_{pnB} = G_{pvdB}T_{pvd}.$$

Расход питательной воды с деаэрационных установок:

$$G_{pvd} = G_{pvdA} + G_{pvdB}.$$

Если $DPV_{11} + DPV_{10} = 2$, то $x_{pvpd} = 0.5$, иначе $x_{pvpd} = DPV_{11}$.

$$G_{pvpd} = G_{pvd}x_{pvpd}$$

$$G_{pvpn1} = G_{pvd}(1 - x_{pvpd})DPV_{10}.$$

Доля питательной воды на рециркуляцию ПЭН-А:

$$x_{recpnA} = 0.3PEN_{A3}.$$

Доля питательной воды на рециркуляцию ПЭН-Б:

$$x_{recpnB} = 0.3PEN_{B3}.$$

Описание работы ПЭНов.

Если в работе находится хотя бы один питательный насос, тогда расход питательной воды составит:

$$G_{pvpnA1} = \frac{G_{pvpn1}}{(PEN_{A1} + PEN_{B1})PEN_{A1}},$$

$$G_{pvpnB1} = \frac{G_{pvpn1}}{(PEN_{A1} + PEN_{B1})PEN_{B1}}$$

Если насосы отключены, то $G_{pvpnA1} = G_{pvpnB1} = 0$.

При этом, если расход G_{pvpn1} имеет не нулевое значение, то давление питательной воды на напоре насосов определяется по выражениям:

$$P_{pnA} = P_{pn0}PEN_{A1}PEN_A$$

$$P_{pnB} = P_{pn0}PEN_{B1}PEN_B$$

иначе $P_{pnA} = P_{pnB} = 0$.

Температура питательной воды на линии нагнетания питательных насосов определяется из следующих выражений:

$$T_{pnA} = T_{pvd} + \frac{(P_{pnA} - P_d) v_d 10}{\eta_{pnA}}$$

$$T_{pnB} = T_{pvd} + \frac{(P_{pnB} - P_d) v_d 10}{\eta_{pnB}}$$

Расход воды на рециркуляцию питательных насосов составит:

$$G_{recpnA} = G_{pvpnA1} x_{recpnA}$$

$$G_{pvpnA2} = G_{pvpnA1} (1 - x_{recpnA}) PEN_{A2}$$

$$G_{recpnB} = G_{pvpnB1} x_{recpnB}$$

$$G_{pvpnB2} = G_{pvpnB1} (1 - x_{recpnB}) PEN_{B2}$$

Расход питательной воды на ПВД с учетом состояния питательных насосов определяется по уравнению:

$$G_{pvpn2} = G_{pvpnA2} + G_{pvpnB2} .$$

Если G_{pvpn2} принимает не нулевое значение, то температура питательной воды может быть найдена по выражению:

$$T_{pvpn2} = \frac{(T_{pnA} G_{pvpnA2} + T_{pnB} G_{pvpnB2})}{G_{pvpn2}}$$

иначе $T_{pvpn2} = 0$.

Если $PVD_1 + PVD_3 = 2$, то

$$G_{pvpn2b} = 0.9 G_{pvpn2}$$

$$G_{pvpn2p} = 0.1 G_{pvpn2} ,$$

иначе

$$G_{pvpn2b} = PVD_3 G_{pvpn2}$$

$$G_{pvpn2p} = PVD_1 G_{pvpn2}$$

$$G_{pvp1} = G_{pvpn2p} PVD_6 .$$

Работа ПВД-8 описывается следующим уравнением теплового баланса:

$$D_{pv8} (T_1 - T_{dv8}) = G_{pvp1} (T_{pvv8} - T_{pvv6})$$

Схема питательной воды

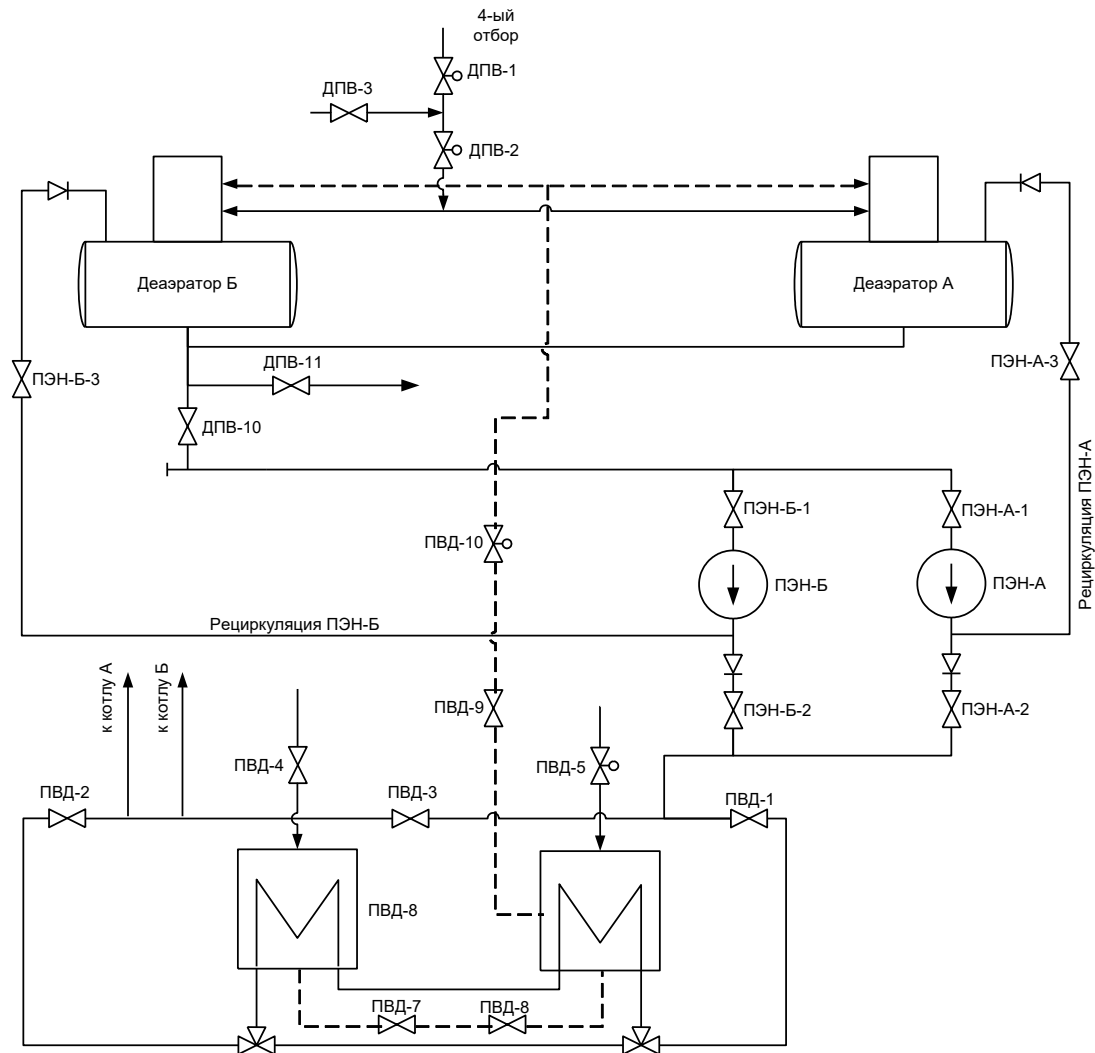


Рисунок 20 – Расчетная схема группы подогревателей высокого давления (ПВД)

Работа ПВД-6 описывается следующим балансовым уравнением:

$$D_{pv6}(T_3 - T_{dv6}) + D_{pv8}(T_{dv8} - T_{dv6})PVD_8PVD_7 = G_{pvp1}(T_{pvp6} - T_{pvpn2}).$$

$$D_{dv6} = D_{pv6} + D_{pv8}PVD_8PVD_7$$

$$T_{pvp2} = T_{pvp8}PVD_6 + T_{pvpn2}(1 - PVD_6)$$

Температура питательной воды за группой ПВД (перед котлами) определяется:

$$T_{pv} = \frac{(G_{pvpn2b}T_{pvpn2} + G_{pvpn2p}T_{pvp2})}{G_{pvpn2}}.$$

2.17 Моделирование работы системы подвода и отвода пара с уплотнений

Целью расчета системы подвода и отвода пара со штоков и уплотнений турбины (рисунок 21) является определение параметров рабочей среды, в частности:

$$D_{uv3} = D_{uv4} = D_{uv5} = D_{uv6} = D_{uc1} = D_{uc2} = D_{un1l} = D_{un2l} = D_{un1p} = D_{un2p} = \frac{525}{3.6} * .004$$

$$D_{ushl} = D_{op} * .008$$

$$D_{ueu} = D_{uv6} + D_{uc2} + D_{un2l} = D_{un2p} = D_{ushl}$$

$$D_{uin} = D_{uv5} + D_{uc1} + D_{un1l} * PU_{12} + D_{un1p} * PU_{13}$$

Расход пара до стопорного клапана:

$$D_{ck} = D_{cvt} + D_{uplsk},$$

где $D_{uplsk} = D_{uplsk1} + D_{uplsk2}$, $D_{uplsk1} = D78_{u1} + D77_{u1}$.

Расход пара на концевые уплотнения турбины описывается следующими зависимостями:

$$D_{upl2} = D_{upl3} + D2_{u1},$$

$$D2_{u2} = mv2 \cdot D2_{u1},$$

$$D_{upl3} = D3_{u1} + D5_{u1},$$

$$D3_{u2} = u3 \cdot D3_{u1},$$

$$D5_{u2} = u5 \cdot D5_{u1},$$

$$D_{krdupl} = \mu_{krdupl} D3_{u2},$$

$$D4_{u2} = u4 \cdot D_{krdupl},$$

$$D_{upl4} = D4_{u2} + D5_{u2},$$

$$D_{upl4} = D_{uplcvd1} + D_{uplcsd1},$$

$$\text{где } D_{uplcvd1} = D_{uplcvd11} + D_{uplcvd21},$$

$$\text{где } D_{uplcvd11} = D_{uplcvd12} + D_{shlcvd1} + D_{uplcvd3} + D23_{po8a1}, \quad D_{uplcvd21} = D_{shlcvd2} + D_{uplcvd22},$$

$$D_{uplcsd1} = D_{uplcsd2} + D_{shlcsd},$$

$$D2_{u2} = D_{uplcnd},$$

$$D_{uplcvd13} = D_{uplsk2} + D_{uplcvd12},$$

$$D_{uplcvd13} \bar{t}_{uplcvd13} = D_{uplsk2} \bar{t}_{ck} + D_{uplcvd12} \bar{t}_{upl4},$$

$$D23_{po8a2} = mp23a \cdot D23_{po8a1},$$

$$D23_{po1} = D1 + D23_{po8a1},$$

$$D23_{po1} \bar{t}_{23po1} = D1 \bar{t}_1 + D23_{po8a1} \bar{t}_{upl4},$$

$$D23_{po2} = po23 \cdot D23_{po1},$$

$$D3_a = D3 + D_{uplcvd3},$$

$$D3_a \bar{t}_{3a} = D3 \bar{t}_3 + D_{uplcvd3} \bar{t}_{upl4},$$

$$D_{uplcvd2} = D_{uplcvd13} + D_{uplcvd22},$$

$$D_{uplcvd2} \bar{t}_{uplcvd2} = D_{uplcvd13} \bar{t}_{uplcvd13} + D_{uplcvd22} \bar{t}_{upl4},$$

$$D_{uplcsnd} = D_{uplcsd2} + D_{uplcnd},$$

$$D_{uplcsnd} \bar{t}_{uplcsnd} = D_{uplcsd2} \bar{t}_{upl4} + D_{uplcnd} \bar{t}_{uplcnd},$$

$$D_{upl2ep} = D_{uplcvd2} + D_{uplcsnd},$$

$$D_{upl2ep} \bar{t}_{upl2ep} = D_{uplcvd2} \bar{t}_{uplcvd2} + D_{uplcsnd} \bar{t}_{uplcsnd}.$$

Материальный баланс расхода пара со штоков ЦВД турбины:

$$D_{shlcvd} = D_{shlcvd1} + D_{shlcvd2},$$

$$D_{shl1} = D_{shlcvd} + D_{shlcsd}.$$

Схема паровых уплотнений

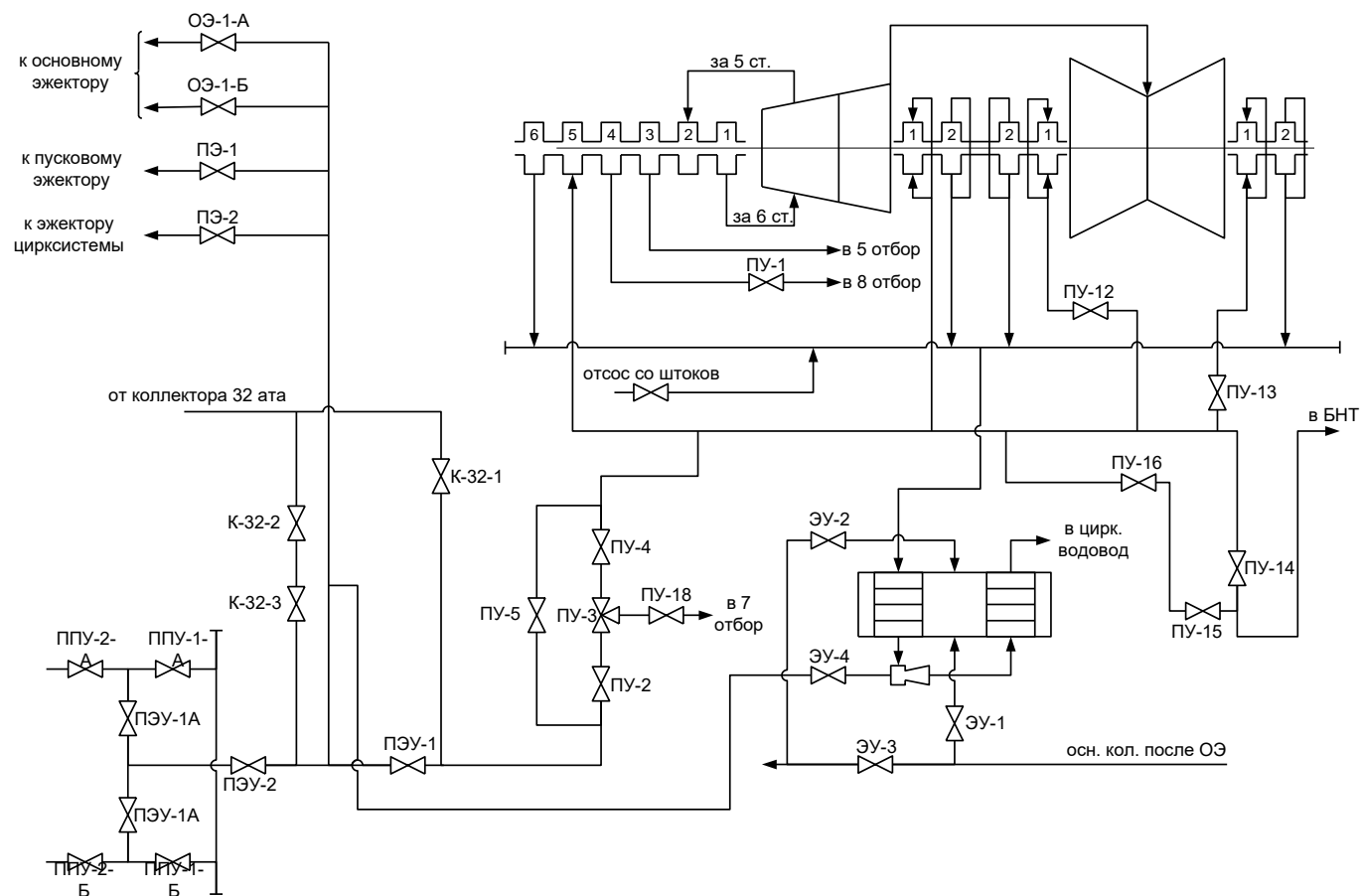


Рисунок 21 – Расчетная схема подачи пара на уплотнения турбины

2.18 Моделирование работы отсеков турбины, СК, КН и ОБ

Уравнения для ГПЗ и байпаса ГПЗ:

$$D13_{b12} = \mu_{b13} \cdot D12_{b32},$$

$$D5_{pp2} = \mu_{pp5} \cdot D5_{pp1}.$$

Уравнения материальных расходов для регенеративных отборов турбины (рисунок 22):

$$D_{3a} = D_{prom} + D34_{po},$$

где $D34_{po} = D3_{po1} + D4_{po1}$.

$$D4_{po2} = po4 \cdot D4_{po1},$$

$$D4_{po2} = D32_{po1} + D_{dpl},$$

$$D12_{po} = \mu_{po12} \cdot D_{prom},$$

где D_{prom} – расход пара в промперегрев.

$$D6 = D_{tepl} + D7_{to1},$$

$$D1_{to} = \mu_{to1} \cdot D_{tepl},$$

где D_{tepl} – расход пара в теплофикационный регулируемый отбор пара.

Работа паропреобразовательной установки блока описывается следующей системой уравнений:

$$D_{hovi} PPU5 = D_{ppru} + D_{dpru}$$

$$D_{pi} PPU_1 T_1 + D_{hovi} PPU_5 T_{hovi} = D_{pi} PPU_1 T_{di} + D_{ppru} T_{ppru} + D_{dpru} T_{dpru}$$

Уравнения материального и теплового баланса для основных и пиковых бойлеров турбины:

$$G_{cv} (\bar{t}_{snob6a} - \bar{t}_{sn}) = D1_{to} (\bar{t}_6 - \bar{t}_{dob6a}),$$

$$D1_{to} = D103_{kb1} + D106_{kb1},$$

$$D103_{kb2} = kb103 \cdot D103_{kb1},$$

$$D106_{kb2} = kb106 \cdot D106_{kb1}.$$

Тепловая схема

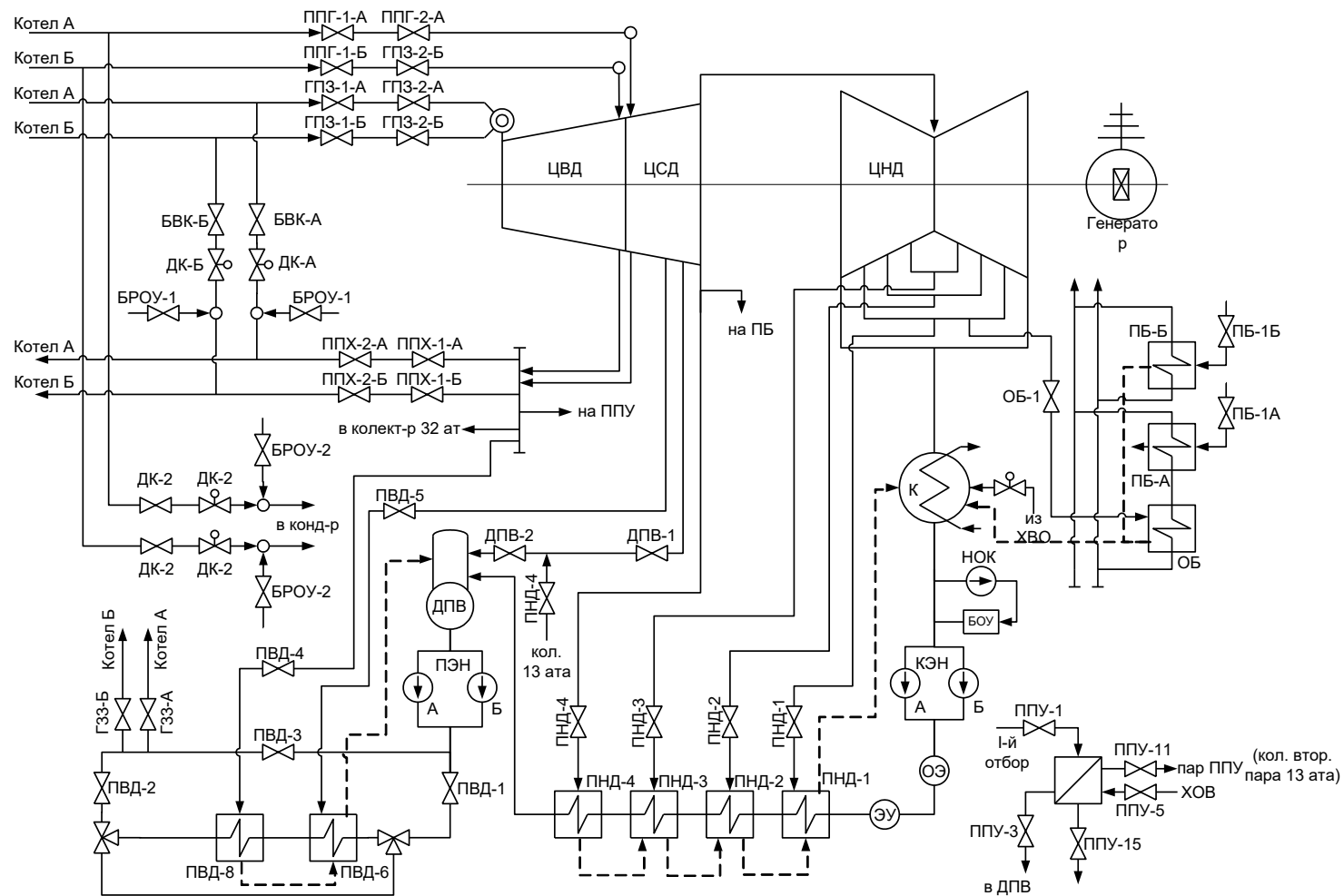


Рис. 22. Расчетная тепловая схема турбины К(Т)-160/120-130 Назаровской ГРЭС

Работа конденсационной установки описывается уравнениями:

$$D1_{cv3} = D1_{cv2} + D22_{cv2},$$

$$D1_{cv3} \bar{t}_{1cv3} = D1_{cv2} \bar{t}_{1cv1} + D22_{cv2} \bar{t}_{5cv0},$$

$$D_k + G_{rec} + D_{dkr2} + D_{krusp} + D12_{dp2} + D_{de} = G_k + D_{0kr1}.$$

Материальный баланс для отсеков и цилиндров проточной части турбины:

$$D_{cvd} = D_{csd} + D1 + D2 + D3 + D4,$$

$$D_{csd} = D5 + D6 + D7 + D8 + D_k.$$

2.19 Моделирование работы маслосистемы

Задачей моделирования работы маслосистемы является аналитический расчет параметров ее работы, в частности: маслоохладителей, пускового, резервного и аварийного маслонасосов, линий подачи масла на подшипники турбины (см. рис. 23) и систему уплотнения вала генератора (рисунок 24) и т.д. Работа АМН МОУ описывается следующим уравнением:

$$\bar{t}_{amou} = \bar{t}_{mb} + \frac{(P_{amou} - P_{mb})v_{mb}}{\eta_{amou}} 100.$$

Аналогичное уравнение для РМОУ:

$$\bar{t}_{rmou1} = \bar{t}_{mb} + \frac{(P_{rmou1} - P_{mb})v_{mb}}{\eta_{rmou1}} 100.$$

Расход масла через насосы МОУ описывается следующими зависимостями:

$$D26_{m2} = m26 \cdot D26_{m1},$$

$$D27_{m2} = m27 \cdot D27_{m1},$$

$$D27_{m2} = D29_{m1} + D_{rmou1}, \text{ где } D_{rmou1} = D64_{m1} + D28_{m1},$$

$$D29_{m2} = m29 \cdot D29_{m1},$$

$$D28_{m2} = m28 \cdot D28_{m1},$$

$$D64_{m2} = m64 \cdot D64_{m1},$$

$$D31_{m2} = m31 \cdot D29_{m2},$$

$$D30_{m2} = m30 \cdot D28_{m2},$$

$$D63_{m2} = m63 \cdot D64_{m2},$$

$$D_{rmou2} = D30_{m2} + D63_{m2},$$

$$t_{rmou2} = t_{rmou1}.$$

Работа пускового (ПМН), резервного (РМН) и аварийного (АМН) маслонасосов описывается следующими уравнениями:

$$D_{mn1} = D1_{m1} + D_{mn2},$$

где $D_{mn2} = D6_{m1} + D7_{m1}$.

$$D1_{m2} = m1 \cdot D1_{m1},$$

$$D6_{m2} = m6 \cdot D6_{m1},$$

$$D7_{m2} = m7 \cdot D7_{m1},$$

$$\bar{t}_{pmn} = \bar{t}_{mb} + \frac{(P_{pmn} - P_{mb})v_{mb}}{\eta_{pmn}} 100, \quad D2_{m2} = m2 \cdot D1_{m2},$$

$$\bar{t}_{rmn} = \bar{t}_{mb} + \frac{(P_{rmn} - P_{mb})v_{mb}}{\eta_{rmn}} 100, \quad D4_{m2} = m4 \cdot D6_{m2},$$

$$\bar{t}_{amn} = \bar{t}_{mb} + \frac{(P_{amn} - P_{mb})v_{mb}}{\eta_{amn}} 100, \quad D5_{m2} = m5 \cdot D7_{m2},$$

Работа маслоохладителей описывается следующими уравнениями материального и теплового балансов:

$$D_{moh1} = D9_{m1} + D_{moh2},$$

где $D_{moh2} = D10_{m1} + D11_{m1}$.

$$D9_{m2} = m9 \cdot D9_{m1},$$

$$D11_{m2} = m11 \cdot D11_{m1},$$

$$D10_{m2} = m10 \cdot D10_{m1},$$

$$D11_{m2} = D12_{m1} + D_{moh3},$$

где $D_{moh3} = D17_{m1} + D13_{m1}$.

$$D12_{m2} = m12 \cdot D12_{m1},$$

$$D17_{m2} = m17 \cdot D17_{m1},$$

$$D13_{m2} = m13 \cdot D13_{m1},$$

$$D_{hv} = \mu_{hvohl41} \cdot D_{hvm0}.$$

$$D13_{m2}(\bar{t}_{moh42} - \bar{t}_{moh1}) = D_{hvmoh41}(\bar{t}_{hvmoh42} - \bar{t}_{hvm0}), \quad D18_{m2} = m18 \cdot D13_{m2},$$

$$D12_{m2}(\bar{t}_{moh32} - \bar{t}_{moh1}) = D_{hvmoh41}(\bar{t}_{hvmoh32} - \bar{t}_{hvmoh42}), \quad D16_{m2} = m16 \cdot D12_{m2},$$

$$D10_{m2}(\bar{t}_{moh22} - \bar{t}_{moh1}) = D_{hvmoh41}(\bar{t}_{hvmoh22} - \bar{t}_{hvmoh32}), \quad D15_{m2} = m15 \cdot D10_{m2},$$

$$D9_{m2}(\bar{t}_{moh12} - \bar{t}_{moh1}) = D_{hvmoh41}(\bar{t}_{hvmoh12} - \bar{t}_{hvmoh22}), \quad D14_{m2} = m14 \cdot D9_{m2}.$$

$$D1415_m = D14_{m2} + D15_{m2}, \quad D1415_m \bar{t}_{1415m} = D14_{m2} \bar{t}_{moh12} + D15_{m2} \bar{t}_{moh22},$$

$$D1618_m = D16_{m2} + D18_{m2}, \quad D1618_m \bar{t}_{1618m} = D16_{m2} \bar{t}_{moh32} + D18_{m2} \bar{t}_{moh42},$$

$$D19_{m1} = D1415_m + D1618_m, \quad D19_m \bar{t}_{19m1} = D1415_m \bar{t}_{1415m} + D1618_m \bar{t}_{1618m},$$

$$D19_{m2} = m19 \cdot D19_{m1},$$

$$D_{moh4} = D19_{m2} + D17_{m2},$$

$$D_{moh4} \bar{t}_{moh4} = D19_{m2} \bar{t}_{19m1} + D17_{m2} \bar{t}_{moh1}.$$

2.20 Определение теплофизических свойств теплоносителей в модели паротурбинной установки

С достаточной для математической модели имитационного тренажера паротурбинной установки точностью взаимосвязь параметров воды и водяного пара описывается интерполяционными полиномами [6], оформленными в виде подпрограмм функций:

$tx(p, h)$ - для определения температуры среды по известному давлению p и энтальпии h ;

$hpt(p, t)$ - для определения энтальпии среды по известному давлению p и температуре t ;

Функции $tx()$ и $hpt()$ определяют свойства воды и водяного пара с учетом их агрегатного состояния.

$ts(p)$ - для определения температуры насыщения по известному давлению среды p ;

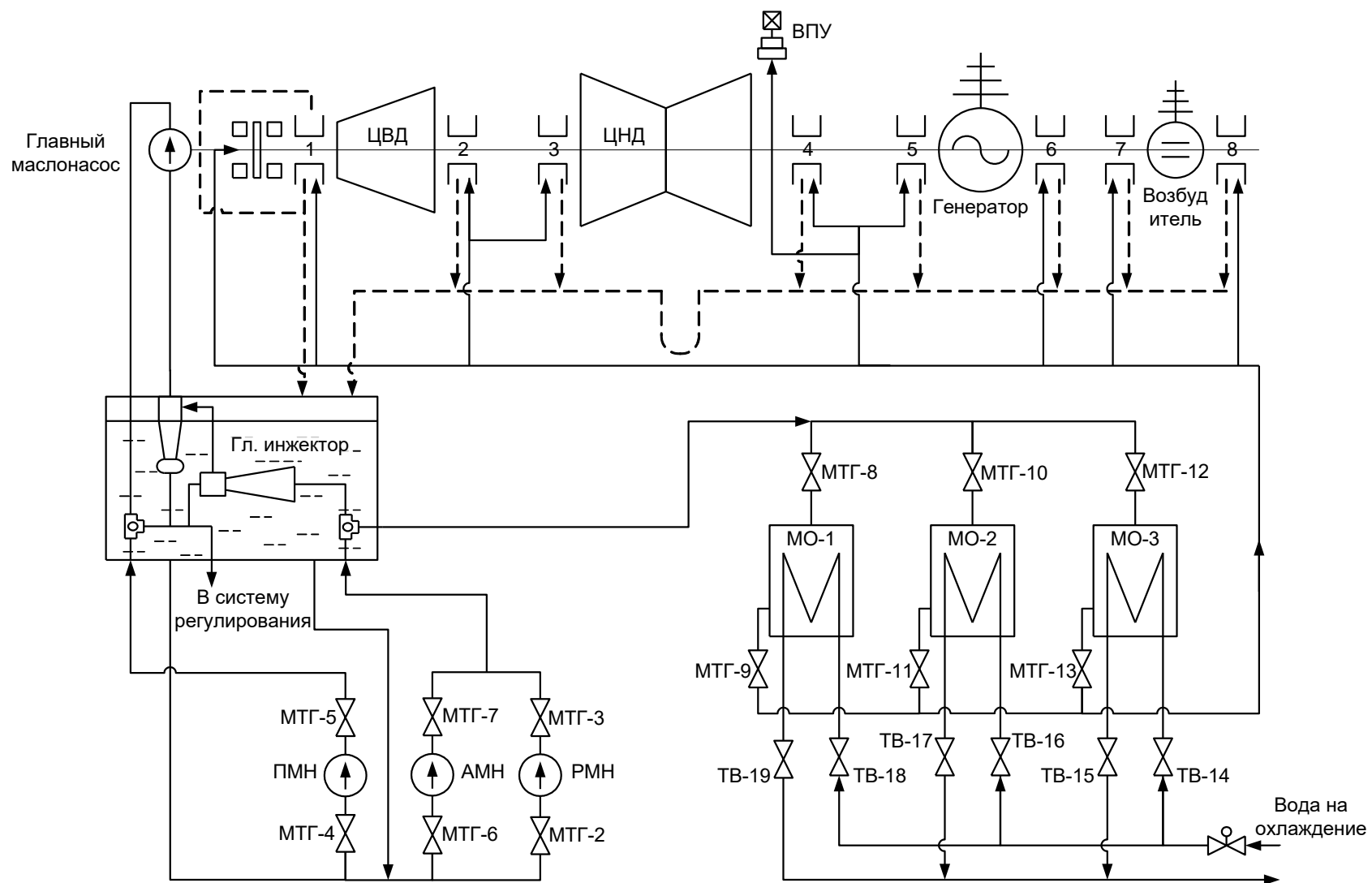


Рисунок 23 – Расчетная схема подачи масла к подшипникам турбины

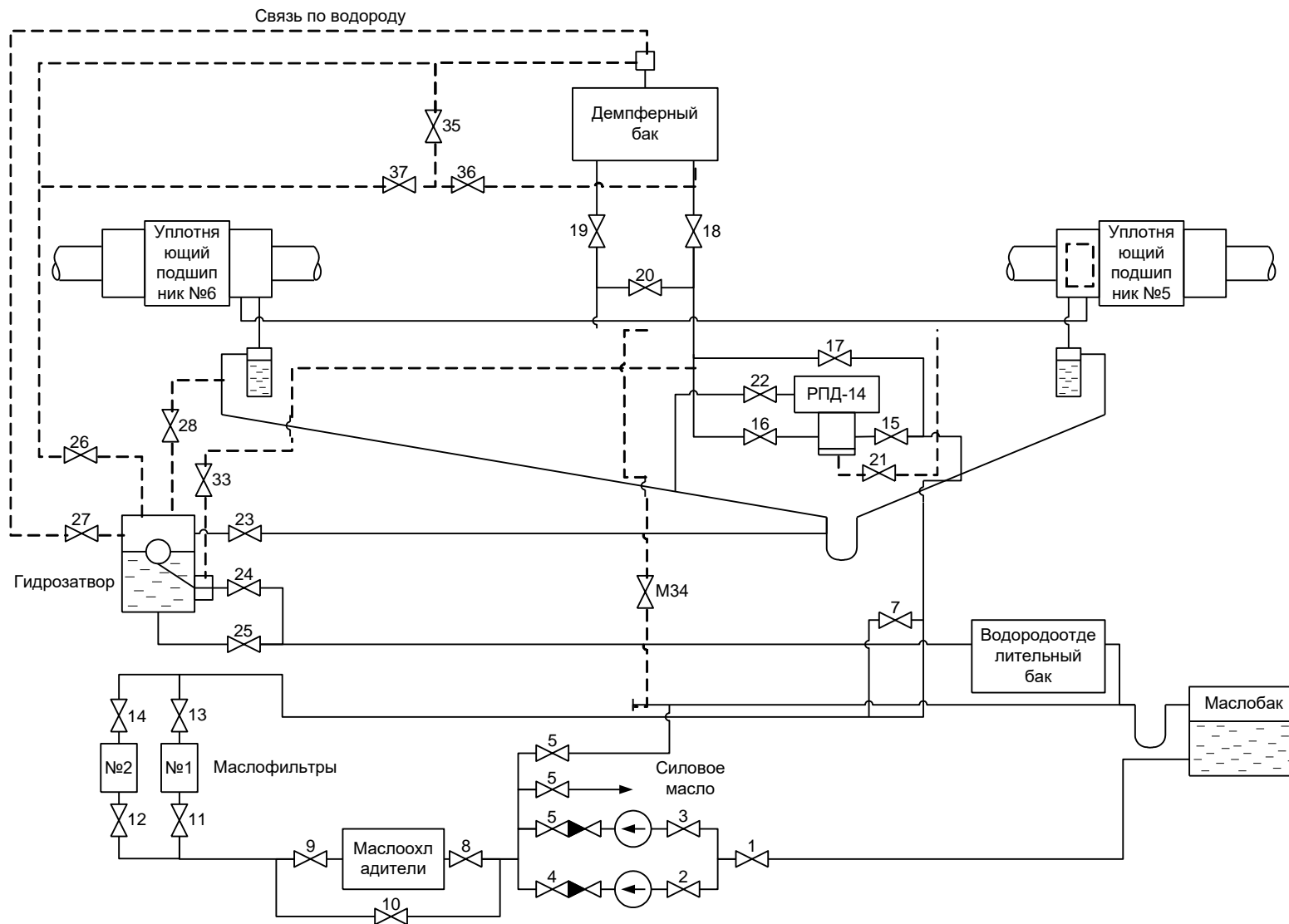


Рисунок 24 – Расчетная схема подачи масла в систему регулирования турбины

$ps(t)$ - для определения давления насыщения по известной температуре насыщения среды t ;

$h1(t)$, $h11(t)$ - соответственно, для определения энтальпии насыщенной воды и пара по известной температуре насыщения среды t .

2.21 Расчет технико-экономических показателей работы турбины

Расчет технико-экономических показателей работы паротурбинной установки осуществляется с целью определения коэффициента полезного действия, удельных расходов топлива, а также затрат энергии на собственные нужды.

Расход условного топлива (кг/с) в рамках математической модели тепловой схемы определяется по следующему выражению:

$$B = \frac{D_0(h_0 - \bar{t}_{нв})}{\eta_{ка} Q_n^p},$$

где D_0 — расход острого пара на турбину, кг/с; h_0 , $\bar{t}_{нв}$ — соответственно энтальпии острого пара и питательной воды, кДж/кг; $\eta_{ка}$ — коэффициент полезного действия котельного агрегата (принимается в модели равным 91 %); Q_n^p — теплота сгорания условного топлива (принимается равной 29330 кДж/кг).

В тепловых схемах с комбинированным отпуском тепловой и электрической энергии, в частности для турбины К(Т)-160/120-130 Назаровской ГРЭС, технико-экономические показатели рассчитываются по каждому показателю: расход топлива на выработку тепловой энергии (кг/с):

$$B^{мэ} = B \frac{Q_m}{Q_k},$$

где $Q_m = D_m(h_m - \bar{t}_{ом})$ — расход тепла с турбины на теплофикационные нужды, кВт; D_m , h_m , $\bar{t}_{ом}$ — соответственно расход (кг/с), энтальпия пара и конденсата

(кДж/кг) теплофикационного отборов, кг/с; $Q_k = D_0(h_0 - \bar{t}_{ng})$ – полезное тепло, полученное в котельной установке, кВт.

Расход топлива на выработку электрической энергии (кг/с):

$$B^{э} = B - B^{mэ},$$

Коэффициент полезного действия брутто по выработке электроэнергии:

$$\eta_{э}^{\bar{p}} = \frac{W_{э}}{B^{э} Q_n^p},$$

Коэффициент полезного действия брутто по выработке тепла:

$$\eta_{mэ}^{\bar{p}} = \frac{Q_m}{B^{mэ} Q_n^p},$$

Удельный расход условного топлива (кг/(кВт·ч)) на выработку 1 кВт·ч:

$$b^{э} = \frac{0,0342}{\eta_{э}^{\bar{p}}},$$

Удельный расход условного топлива (кг/МДж) на выработку 1 МДж:

$$b^{mэ} = \frac{0,0342}{\eta_{mэ}^{\bar{p}}}.$$

3 Разработка имитационного компьютерного тренажера энергоблока средствами программирования

Для разработки компьютерного тренажера энергоблока, был выбран язык программирования C++. Выбранный язык программирования - компилируемый строго типизированный язык программирования общего назначения. Поддерживает разные парадигмы программирования: процедурную, обобщённую, функциональную; наибольшее внимание уделено поддержке объектно-ориентированного программирования.

В 1990-х годах язык стал одним из наиболее широко применяемых языков программирования общего назначения.

При создании Си++ стремились сохранить совместимость с языком Си. Большинство программ на Си будут исправно работать и с компилятором Си++. Си++ имеет синтаксис, основанный на синтаксисе Си, кроме того C++ разработан как универсальный язык со статическими типами данных.

3.1 Примеры работы имитационного компьютерного тренажера

После запуска тренажера перед пользователем появляется окно выбора задачи «режимная» либо «аварийная» (рисунок 25).

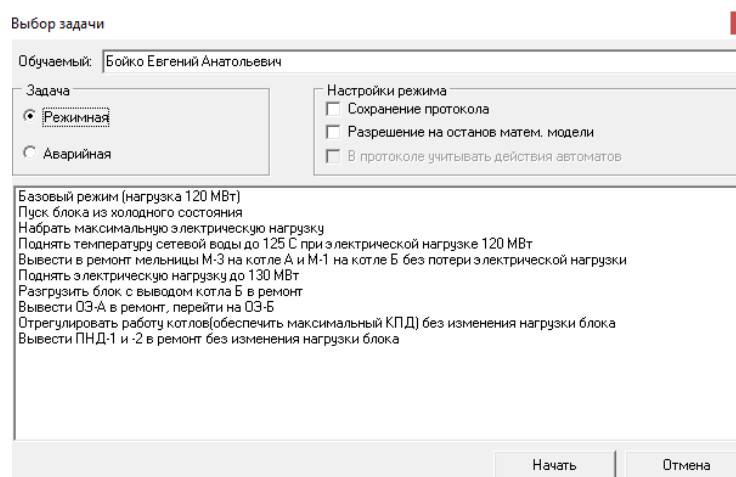


Рисунок 25 – Выбор задачи

После выбора задачи запускается основной интерфейс и начинается полноценная работа с имитационным тренажером энергоблока КТ 135/150-130. Часть основных рабочих мнемосхем приведена на рисунках 25-27.

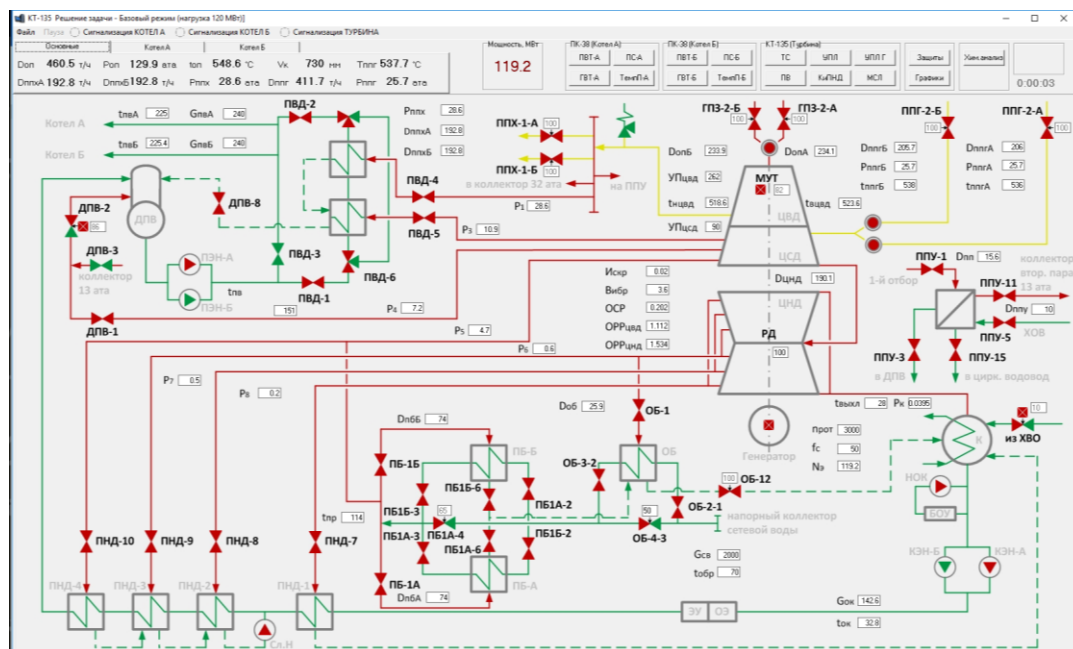


Рисунок 25 – Принципиальная тепловая схема блока КТ 135/150-130

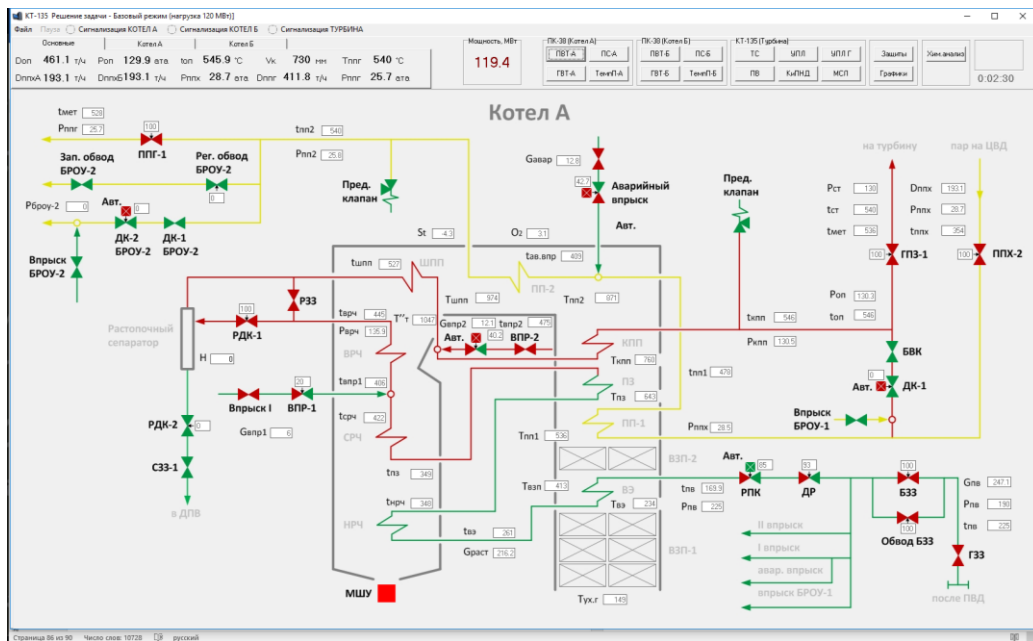


Рисунок 26 – Принципиальная схема котла А

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Эффективность и надежность работы энергетического оборудования во многом определяется уровнем эксплуатации технологических устройств. Одним из рациональных способов подготовки, тренинга, проверки качества знаний и навыков у оперативного персонала станции является использование программно-методических комплексов, имитирующих состав и режим работы основного и вспомогательного оборудования.

В первой части работы приведен анализ причин техногенной аварийности в РФ. Названы основные «внутренние» и «внешние» причины аварийности на опасных производственных объектах. Рассмотрены требования к обеспечению надежных, экономичных и безопасных режимов работы оборудования. Приведены научно – технические требования и рекомендации при моделировании тренажеров энергетического оборудования для отработки оперативных задач эксплуатационного персонала. Рассмотрены первые нормативные документы электроэнергетики, регламентирующие требования к обучающим и тренажерным системам.

В основной части работы рассчитана и представлена математическая модель энергоблока КТ 135/150-130 Назаровской ГРЭС на основе которой был разработан имитационный компьютерный тренажер для отработки оперативных задач управления.

Основным назначением использования, разрабатываемого компьютерного имитационного тренажера оборудования энергетического блока является приобретение и развитие дидактических и инженерно-психологических навыков операторских специальностей. Решение поставленной задачи возможно на основе развития когнитивной, регуляторной и коммуникативных функций эксплуатационного персонала, что, в свою очередь, достигается путем конструирования процесса обучения и проверки

базы знаний с использованием компьютерного тренажера, а также правильного набора и сочетания проблемных задач.

В завершении работы, выработаны предложения по использованию тренажера в качестве обучающего инструмента для оперативного персонала станций, с целью отработки оперативных задач управления основным и вспомогательным оборудованием энергоблока, для развития у эксплуатационного персонала навыков планирования изменения штатных режимов и умений в случае возникновения нестандартных ситуаций при отказах оборудования.

Тренажер внедрен на Назаровской ГРЭС и в данный момент находится на этапе опытной эксплуатации.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Надежность и безопасность энергетики: научно-технический журнал №2 (29), 2015 г. – с. 28 – 41.
2. Совместное заседание Совета безопасности президиума Госсовета РФ от 13 ноября 2003 г., «Известия», 14.11.2003 г.
3. Пуликовский К.Б. Приоритет качеству подготовки, профессиональному обучению и аттестации работников организаций поднадзорных Ростехнадзору. // «Безопасность труда и промышленности», №7, 2006 г.
4. Чачко А.Г. Подготовка операторов энергоблоков. Алгоритмический подход. М.: Энергоатомиздат, 1986. – 356 с.
5. Магазанник Я.М. Дидактические и инженерно-психологические основы обучения операторским специальностям в теплоэнергетике. М.: Энергоатомиздат, 1988. – 247 с.
6. Малашинин И.И., Сидорова И.И. Тренажеры для операторов АЭС. М.: Атомиздат, 1979. – 214 с.
7. Аэродинамический расчет котельных установок. Нормативный метод. М.: Энергия. 1981. – 332 с.
8. Деринг И.С. Расчет сушильных, углеразмольных и горелочных устройств. Метод. указания к курс. проектир. Красноярск, 1994. – 60 с.
9. Серов Е.П., Корольков Б.П. Динамика парогенераторов. – 2-е изд., пере-раб. и доп. М.: Энергоиздат, 1981. – 452 с.
10. Нормативный метод гидравлического расчета паровых котлов. М.: Энергия, 1978. – 314 с.
11. Тепловой расчет котельных агрегатов. Нормативный метод. М.: Энергия, 1973. – 273 с.
12. Бойко Е.А. Применение ЭВМ для решения теплоэнергетических задач. Красноярск: Сибирский промысел, 2001. – 202 с.
13. РД 34.12.302 (СО 153-34.12.302). Указания по построению комплекса

обучающих и тренажерных систем для подготовки эксплуатационного персонала энергоблоков ТЭС, АЭС, предприятий электросетей, энергосистем и объединений, 1986 г.

14. Магид С.И., Долгоносов Н.С. Новые методы и средства подготовки оперативного персонала на электростанциях. Экспресс информация. Серия: эксплуатация и ремонт электростанций. Вып. №9, М. 1985. 35 – 42 с.
15. Магид С.И., Долгоносов Н.С. Опыт разработки и внедрения модели котла ТГМП – 314 для тренажеров Мосэнерго. Экспресс – информация. Серия: Эксплуатация и ремонт электростанций. Вып. №8. М. 1985. 16 – 21 с.
16. Авторское свидетельство СССР № 1128286. Тренажер для обучения оператора энергетического объекта / С.И. Магид, Н.С. Долгоносов и др. 1984 г.
17. Авторское свидетельство СССР № 1128136. Тренажер оператора котельной установки / С.И. Магид, Н.С. Долгоносов и др. 1986 г.
18. РД 34.12.303 Основные технические требования к комплексным тренажерам для подготовки эксплуатационного персонала энергоблоков тепловых электростанций, 1988 г.